



电力工程设计手册



火力发电厂
汽轮机及辅助系统设计

中国电力工程顾问集团有限公司
中国能源建设集团规划设计有限公司 编著

Power Engineering Design Manual

中国电力出版社

电力工程设计手册

01 火力发电厂总图运输设计
02 火力发电厂热机通用部分设计
03 火力发电厂锅炉及辅助系统设计
04 火力发电厂汽轮机及辅助系统设计
05 火力发电厂烟气治理设计
06 燃气-蒸汽联合循环机组及附属系统设计
07 循环流化床锅炉附属系统设计
08 火力发电厂电气一次设计
09 火力发电厂电气二次设计
10 火力发电厂仪表与控制设计
11 火力发电厂结构设计
12 火力发电厂建筑设计
13 火力发电厂水工设计
14 火力发电厂运煤设计
15 火力发电厂除灰设计
16 火力发电厂化学设计
17 火力发电厂供暖通风与空气调节设计
18 火力发电厂消防设计
19 火力发电厂节能设计

20 架空输电线路设计
21 电缆输电线路设计
22 换流站设计
23 变电站设计

24 电力系统规划设计
25 岩土工程勘察设计
26 工程测绘
27 工程水文气象
28 集中供热设计
29 技术经济
30 环境保护与水土保持
31 职业安全与职业卫生





电力工程设计手册



火力发电厂
汽轮机及辅助系统设计

中国电力工程顾问集团有限公司
中国能源建设集团规划设计有限公司　编著

中国电力出版社

内 容 提 要

本书是《电力工程设计手册》系列手册中的一个分册，是按电力设计行业火力发电厂汽轮机专业的设计要求编写的实用性工具书。本书涵盖火力发电厂各类汽轮机（包括凝汽式汽轮机、背压式汽轮机、抽凝式汽轮机和燃气－蒸汽联合循环汽轮机），内容主要包括汽轮机及辅机设备的技术特点、选型方法及主要技术规范，汽轮机各辅助系统的设计方法，蒸汽轮机和燃气轮机主厂房的布置设计等。本书在章节编排上与设计院习惯的设计卷册划分相关联，以便设计人员在设计相关卷册时可针对性地查阅。

本书依据汽轮机及辅助系统的最新技术发展和设计技术标准的最新要求编写，充分吸纳了火力发电厂建设的先进理念和成熟技术，全面反映了近年来新建和改建、扩建火力发电厂工程中的新技术、新设备、新工艺、新规范，列入了大量成熟可靠的设计资料、计算案例和技术指标。

本书是供火力发电厂热机专业设计、施工、调试、设备采购和运行管理人员使用的工具书，也可供高等院校相关专业的师生参考使用。

图书在版编目（CIP）数据

电力工程设计手册. 火力发电厂汽轮机及辅助系统设计 / 中国电力工程顾问集团有限公司，中国能源建设集团规划设计有限公司编著. —北京：中国电力出版社，2019.6

ISBN 978-7-5198-2588-1

Ⅰ. ①电… Ⅱ. ①中… ②中… Ⅲ. ①火电厂–汽轮机–辅助系统–设计–手册 Ⅳ. ①TM7-62 ②TM621.4-62

中国版本图书馆 CIP 数据核字（2018）第 253181 号

出版发行：中国电力出版社
地　　址：北京市东城区北京站西街 19 号（邮政编码 100005）
网　　址：http://www.cepp.sgcc.com.cn
印　　刷：北京盛通印刷股份有限公司
版　　次：2019 年 6 月第一版
印　　次：2019 年 6 月北京第一次印刷
开　　本：787 毫米×1092 毫米　16 开本
印　　张：28.25
字　　数：1011 千字
印　　数：0001—1500 册
定　　价：190.00 元

《电力工程设计手册》
编辑委员会

《电力工程设计手册》
秘 书 组

《火力发电厂汽轮机及辅助系统设计》
编 写 组

主　　编　叶勇健

参编人员　（按姓氏笔画排序）

尹琥瀛　申松林　田景欣　兰　花　苏　鹏　李　磊
肖佳元　何文洁　宋江文　陈　彦　陈玉虹　林　磊
罗建松　赵宇珉　姚　君　倪　超　徐　斌　龚广杰
董伦雄　蒋　健

《火力发电厂汽轮机及辅助系统设计》
编辑出版人员

编审人员　赵鸣志　郑晓萌　杨伟国　刘广峰　郑艳蓉

出版人员　王建华　邹树群　黄　蓓　朱丽芳　闫秀英　陈丽梅
安同贺　王红柳　赵丽媛　单　玲

序　言

改革开放以来，我国电力建设开启了新篇章，经过40年的快速发展，电网规模、发电装机容量和发电量均居世界首位，电力工业技术水平跻身世界先进行列，新技术、新方法、新工艺和新材料得到广泛应用，信息化水平显著提升。广大电力工程技术人员在多年的工程实践中，解决了许多关键性的技术难题，积累了大量成功的经验，电力工程设计能力有了质的飞跃。

电力工程设计是电力工程建设的龙头，在响应国家号召，传播节能、环保和可持续发展的电力工程设计理念，推广电力工程领域技术创新成果，促进电力行业结构优化和转型升级等方面，起到了积极的推动作用。为了培养优秀电力勘察设计人才，规范指导电力工程设计，进一步提高电力工程建设水平，助力电力工业又好又快发展，中国电力工程顾问集团有限公司、中国能源建设集团规划设计有限公司编撰了《电力工程设计手册》系列手册。这是一项光荣的事业，也是一项重大的文化工程，彰显了企业的社会责任和公益意识。

作为中国电力工程服务行业的“排头兵”和“国家队”，中国电力工程顾问集团有限公司、中国能源建设集团规划设计有限公司在电力勘察设计技术上处于国际先进和国内领先地位，尤其在百万千瓦级超超临界燃煤机组、核电常规岛、洁净煤发电、空冷机组、特高压交直流输变电、新能源发电等领域的勘察设计方面具有技术领先优势；另外还在中国电力勘察设计行业的科研、标准化工作中发挥着主导作用，承担着电力新技术的研究、推广和国外先进技术的引进、消化和创新等工作。编撰《电力工程设计手册》，不仅系统总结了电力工程设计经验，而且能促进工程设计经

验向生产力的有效转化，意义重大。

这套设计手册获得了国家出版基金资助，是一套全面反映我国电力工程设计领域自有知识产权和重大创新成果的出版物，代表了我国电力勘察设计行业的水平和发展方向，希望这套设计手册能为我国电力工业的发展作出贡献，成为电力行业从业人员的良师益友。

汪建平

2019年1月18日

总前言

电力工业是国民经济和社会发展的基础产业和公用事业。电力工程勘察设计是带动电力工业发展的龙头，是电力工程项目建设不可或缺的重要环节，是科学技术转化为生产力的纽带。新中国成立以来，尤其是改革开放以来，我国电力工业发展迅速，电网规模、发电装机容量和发电量已跃居世界首位，电力工程勘察设计能力和水平跻身世界先进行列。

随着科学技术的发展，电力工程勘察设计的理念、技术和手段有了全面的变化和进步，信息化和现代化水平显著提升，极大地提高了工程设计中处理复杂问题的效率和能力，特别是在特高压交直流输变电工程设计、超超临界机组设计、洁净煤发电设计等领域取得了一系列创新成果。“创新、协调、绿色、开放、共享”的发展理念和全面建成小康社会的奋斗目标，对电力工程勘察设计工作提出了新要求。作为电力建设的龙头，电力工程勘察设计应积极践行创新和可持续发展理念，更加关注生态和环境保护问题，更加注重电力工程全寿命周期的综合效益。

作为电力工程服务行业的“排头兵”和“国家队”，中国电力工程顾问集团有限公司、中国能源建设集团规划设计有限公司（以下统称“编著单位”）是我国特高压输变电工程勘察设计的主要承担者，完成了包括世界第一个商业运行的 1000kV 特高压交流输变电工程、世界第一个±800kV 特高压直流输电工程在内的输变电工程勘察设计工作；是我国百万千瓦级超超临界燃煤机组工程建设的主力军，完成了我国 70%以上的百万千瓦级超超临界燃煤机组的勘察设计工作，创造了多项“国内第一”，包括第一台百万千瓦级超超临界燃煤机组、第一台百万千瓦级超超临界空冷

燃煤机组、第一台百万千瓦级超超临界二次再热燃煤机组等。

在电力工业发展过程中，电力工程勘察设计工作者攻克了许多关键技术难题，形成了一整套先进设计理念，积累了大量的成熟设计经验，取得了一系列丰硕的设计成果。编撰《电力工程设计手册》系列手册旨在通过全面总结、充实和完善，引导电力工程勘察设计工作规范、健康发展，推动电力工程勘察设计行业技术水平提升，助力电力工程勘察设计从业人员提高业务水平和设计能力，以适应新时期我国电力工业发展的需要。

2014 年 12 月，编著单位正式启动了《电力工程设计手册》系列手册的编撰工作。《电力工程设计手册》的编撰是一项光荣的事业，也是一项艰巨和富有挑战性的任务。为此，编著单位和中国电力出版社抽调专人成立了编辑委员会和秘书组，投入专项资金，为系列手册编撰工作的顺利开展提供强有力的保障。在手册编辑委员会的统一组织和领导下，700 多位电力勘察设计行业的专家学者和技术骨干，以高度的责任心和历史使命感，坚持充分讨论、深入研究、博采众长、集思广益、达成共识的原则，以内容完整实用、资料翔实准确、体例规范合理、表达简明扼要、使用方便快捷、经得起实践检验为目标，参阅大量的国内外资料，归纳和总结了勘察设计经验，经过几年的反复斟酌和锤炼，终于编撰完成《电力工程设计手册》。

《电力工程设计手册》依托大型电力工程设计实践，以国家和行业设计标准、规程规范为准绳，反映了我国在特高压交直流输变电、百万千瓦级超超临界燃煤机组、洁净煤发电、空冷机组等领域的最新设计技术和科研成果。手册分为火力发电工程、输变电工程和通用三类，共 31 个分册，3000 多万字。其中，火力发电工程类包括 19 个分册，内容分别涉及火力发电厂总图运输、热机通用部分、锅炉及辅助系统、汽轮机及辅助系统、燃气-蒸汽联合循环机组及附属系统、循环流化床锅炉附属系统、电气一次、电气二次、仪表与控制、结构、建筑、运煤、除灰、水工、化学、供暖通风与空气调节、消防、节能、烟气治理等领域；输变电工程类包括 4 个分册，内容分别涉及架空输电线路、电缆输电线路、换流站、变电站等领域；通用类包括 8 个分册，内容分别涉及电力系统规划、岩土工程勘察、工程测绘、工程水文气象、集中供热、技术经济、环境保护与水土保持、职业安全与职业卫生等领域。目前新能源发电蓬勃发展，编著单位将适时总结相关勘察设计经验，编撰有关新能源发电

方面的系列设计手册。

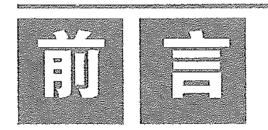
《电力工程设计手册》全面总结了现代电力工程设计的理论和实践成果，系统介绍了近年来电力工程设计的新理念、新技术、新材料、新方法，充分反映了当前国内外电力工程设计领域的重要科研成果，汇集了相关的基础理论、专业知识、常用算法和设计方法。全套书注重科学性、体现时代性、强调针对性、突出实用性，可供从事电力工程投资、建设、设计、制造、施工、监理、调试、运行、科研等工作的人员使用，也可供电力和能源相关教学及管理工作者参考。

《电力工程设计手册》的编撰和出版，凝聚了电力工程设计工作者的集体智慧，展现了当今我国电力勘察设计行业的先进设计理念和深厚技术底蕴。《电力工程设计手册》是我国第一部全面反映电力工程勘察设计成果的系列手册，且内容浩繁，编撰复杂，其中难免存在疏漏与不足之处，诚恳希望广大读者和专家批评指正，以期再版时修订完善。

在此，向所有关心、支持、参与编撰的领导、专家、学者、编辑出版人员表示衷心的感谢！

《电力工程设计手册》编辑委员会

2019年1月10日



前言

《火力发电厂汽轮机及辅助系统设计》是《电力工程设计手册》系列手册之一。本书与本系列手册中的《火力发电厂热机通用部分设计》和《火力发电厂锅炉及辅助系统设计》结合，覆盖了火力发电厂热机专业的主要设计内容。

热机专业是火力发电厂设计的龙头专业，涵盖燃煤发电厂三大主机中的锅炉和汽轮机，燃气-蒸汽联合循环发电厂四大主机中的燃气轮机、汽轮机和余热锅炉。从20世纪70年代起，相关电力设计院已编写了一些供内部使用的热机设计手册，但这些手册体系不尽完整，涉及的技术较为陈旧，设计手段相对落后。21世纪以来，火力发电厂的机组型式、参数和容量有了巨大发展，机组的节能、环保性能取得了长足进步，国家和行业组织对相关的法规、技术规范进行了大规模的修订和完善。因此，系统性地梳理热机专业设计方法，编撰一部全面反映近年来热机专业的新技术、新设备、新工艺、新规范的设计手册，对提高火力发电厂热机专业设计质量，提升设计水平，实现设计的标准化、规范化，促进绿色、高效、环保型火力发电厂建设将起到指导作用。

本书以实用为原则，对汽轮机专业的所有设计工作进行了梳理和分解，主要包括各种类型的汽轮机及辅机设备的主要技术特点和招标采购的主要技术规范；汽轮机辅助系统的设计原则、设计范围、常见设计方案、联锁条件、设计计算方法；燃煤机组的汽机岛主厂房、燃气-蒸汽联合循环机组的机岛主厂房及供热首站的设备和管道布置设计等。

本书主编单位为中国电力工程顾问集团华东电力设计院有限公司，参加编写的单位有中国电力工程顾问集团东北电力设计院有限公司、中国电力工程顾问集团西北电力设计院有限公司、中国电力工程顾问集团华北电力设计院有限公司等。本书由叶勇健担任主编，负责总体框架设计、全书校核等统筹性工作，并撰写前言。叶勇健、陈玉虹、陈彦编写第一章；龚广杰、叶勇健编写第二章；苏鹏、何文洁编写第三、第四、第二十二和第二十四章；倪超、田景欣编写第五章；陈彦编写第六章；

蒋健编写第七章；林磊编写第八、第九和第十章；申松林编写第十一和第十三章；董伦雄编写第十二、第十七和第十八章；赵宇珉编写第十四和第十五章；兰花编写第十六和第十九章；肖佳元编写第二十章；宋江文、徐斌编写第二十一章；罗建松编写第二十三章；尹虓瀛编写第二十五章；姚君、赵宇珉编写第二十六章；赵宇珉、李磊、董伦雄、龚广杰编写第二十七章；肖佳元、蒋健、申松林、李磊、陈彦编写第二十八章。

本书是供火力发电厂汽轮机专业设计、施工调试和运行管理人员使用的工具书，结合使用本书和本系列手册中的《火力发电厂热机通用部分设计》《火力发电厂锅炉及辅助系统设计》，可使热机专业设计人员全面掌握本专业在火力发电厂前期工作、初步设计、施工图设计等各设计阶段的设计要求、设计技术和设计方法。本书也可作为新能源等其他行业从业人员的参考书，还可供高等院校热能动力专业的师生参考使用。

《火力发电厂汽轮机及辅助系统设计》编写组

2019年1月

目录

第一章

基　本　概　念

本章主要介绍汽轮机及其附属系统的一些基本概念和名词解释，涉及各类汽轮机、汽轮机各工况下的功率、汽轮机运行方式及汽轮机辅助系统和设备。

第一节　常　用　术　语

一、汽轮机的分类

按汽轮机的再热次数分可分为无再热汽轮机、再热汽轮机（一次再热汽轮机和二次再热汽轮机）。按汽轮机的排汽方式可分为背压式汽轮机、凝汽式汽轮机和抽凝式汽轮机。按汽轮机轴系的不同可分为单轴（系）汽轮机和双轴（系）汽轮机。

1. 无再热汽轮机

无再热汽轮机是指蒸汽进入汽轮机后做功直至排出汽轮机的过程中没有蒸汽从汽轮机抽出再进行加热的汽轮机。无再热汽轮机通常用于高压及以下参数的机组，以及驱动用汽轮机。

2. 再热汽轮机

再热汽轮机是指蒸汽从汽轮机膨胀过程中抽出，再进入锅炉予以加热（一次或二次）后重新返回汽轮机做功的汽轮机。

3. 背压式汽轮机

背压式汽轮机是指不带凝汽器的汽轮机，排汽用于供热用户，其压力根据热用户要求来确定，一般高于大气压力。

4. 凝汽式汽轮机

凝汽式汽轮机是指排汽直接进入凝汽器的汽轮机，其排汽压力一般低于大气压力。

5. 抽凝式汽轮机

抽凝式汽轮机是指从凝汽式汽轮机发展而来的用于供热的汽轮机。与凝汽式汽轮机全部蒸汽用于机组做功发电不同，抽凝式汽轮机从中间级抽出已经做过功的部分蒸汽，用于向外部热用户供热，减少进入凝汽器的排汽量。

6. 单轴（系）汽轮机

单轴（系）汽轮机是指多缸汽轮机各汽缸的轴串联为一个轴系的汽轮机。

7. 双轴（系）汽轮机

双轴（系）汽轮机是指多缸汽轮机各汽缸的轴分别为两个轴系的汽轮机。

二、汽轮机功率

1. 额定功率（TRL）/铭牌功率

对于湿冷汽轮机，根据 GB/T 5578—2007《固定式发电用汽轮机规范》，汽轮机额定功率为在额定的新蒸汽参数、再热蒸汽参数及规定的背压、补给水率的条件下，回热系统正常投运，不超过规定的寿命时，发电机端子处的保证连续功率。此处背压应考虑冷却介质在全年最高温度下的冷端参数优化。

对于空冷汽轮机，根据 GB 50660—2011《大中型火力发电厂设计规范》，汽轮机额定功率宜为在额定的主蒸汽和再热蒸汽参数及规定的背压和补给水率的条件下，主蒸汽流量为额定进汽量，扣除非同轴励磁、润滑及密封油泵等的功耗，并在发电机额定功率因数、额定氢压、额定冷却水温条件下，在寿命期内保证的发电机端输出的连续功率。在额定功率下考核机组热耗率。规定的背压应采用额定背压，对应冷却介质在全年的平均计算温度；规定的补给水率对亚临界及以下参数机组宜取 3%，亚临界以上参数机组宜取 1.5%，当考核机组热耗率时，补给水率应取 0%。

2. 最大连续功率（TMCR）

对于湿冷汽轮机，根据 GB/T 5578—2007《固定式发电用汽轮机规范》，汽轮机最大连续功率为在额定的新蒸汽参数、额定的再热蒸汽参数、规定的背压及补给水率的条件下，回热系统正常投运，不超过规定的寿命时，发电机端子处的保证连续功率。补水率为 0%时，汽轮机的进汽量为额定功率的进汽量。规定的背压应对应冷却介质在全年的平均计算温度。最大连续功率一般大于额定功率。在最大连续功率下，汽轮机调节阀不必全部开足。

对于空冷汽轮机，根据 GB 50660—2011《大中型火力发电厂设计规范》，最大连续功率宜为在额定的主蒸汽和再热蒸汽参数及规定的背压和补给水率的条件下，主蒸汽流量为调节阀全开时的进汽量，扣除非同轴励磁、润滑及密封油泵等的功耗，并在发电机额定功率因数、额定氢压、额定冷却水温条件下，发电机端输出的功率。规定的背压应采用额定背压，对应冷却介质在全年的平均计算温度；规定的补给水率应取 0%。

3. 最大功率/阀门全开功率（VWO 功率）

根据 GB/T 5578—2007《固定式发电用汽轮机规范》，在规定的终端参数下，调节阀全开时汽轮机能发出的功率，也称阀门全开功率（VWO 功率）。汽轮机的设计流量即为额定进汽参数下调节阀全开（VWO）工况时的进汽量，等于汽轮机额定功率的主蒸汽流量加上一定的裕量。

4. 最大超负荷功率

根据 GB/T 5578—2007《固定式发电用汽轮机规范》，在规定的终端参数（如最终的给水加热器被旁路或提高新蒸汽压力）下，调节阀全开时汽轮机能发出的最大功率。

三、汽轮机的进汽方式

汽轮机的进汽方式包括全周进汽和部分进汽，与之相配套的汽轮机进口蒸汽调节方式为节流调节和喷嘴调节。

1. 全周进汽

全周进汽是指蒸汽通过由所有调节阀均匀向第一级进汽环区供汽的进汽方式。

2. 部分进汽

部分进汽是指第一级进汽环区可分为若干隔开的进汽弧段，通常蒸汽通过各自的调节阀分别流向各个弧段的进汽方式。进汽过程中调节阀按顺序全部或部分开启。

3. 节流调节

节流调节是指通过控制调节阀开度对蒸汽节流来改变蒸汽流量、压力等参数以控制汽轮机功率的调节方式。

4. 喷嘴调节

喷嘴调节是指通过控制喷嘴开启数量改变蒸汽流量以控制汽轮机功率的调节方式。

四、汽轮机辅助系统及设备

1. 汽轮机高压旁路系统

汽轮机高压旁路系统是指蒸汽旁通汽轮机高压缸，直接引入高压缸排汽管道的汽轮机旁路系统。

2. 汽轮机低压旁路系统

汽轮机低压旁路系统是指蒸汽旁通汽轮机中、低压缸，直接引入凝汽器的汽轮机旁路系统。

3. 汽轮机高压旁路系统容量

汽轮机高压旁路系统容量是指蒸汽在额定参数下通过汽轮机高压旁路（旁路阀全开时）的最大流量与锅炉最大连续蒸发量或额定蒸发量的比值，以百分比表示。

4. 汽轮机低压旁路系统容量

汽轮机低压旁路系统容量是指再热蒸汽在额定参数下通过汽轮机低压旁路（旁路阀全开时）的最大流量与锅炉 BMCR 工况时再热蒸汽流量的比值，以百分比表示。

5. 低压加热器

低压加热器是指在回热给水系统中位于凝汽器至除氧器之间的加热器。

6. 高压加热器

高压加热器是指在回热给水系统中位于给水泵至锅炉之间的加热器。

7. 除氧器

除氧器是指利用汽轮机的抽汽与给水混合，加热给水，以除去水中的溶解氧和其他气体，同时提高给水温度的一种混合式加热器。

8. 给水泵汽轮机

给水泵汽轮机是指驱动给水泵的变转速汽轮机。

9. 凝汽器/冷凝器

凝汽器/冷凝器是指使汽轮机排汽冷却凝结成水，并在其中形成真空的换热器。其中，多背压凝汽器是指由多个不同工作压力、互不相通的汽室组成的凝汽器。从同一台汽轮机多个排气口排出的不同压力的排汽，进入相对应的汽室，被同一股串行通过的冷却水冷却，凝结成不同温度的凝结水。

第二节　汽轮机参数

在工程设计中应高度重视主机选型。本节详细说明汽轮机主要工况的定义及对应的参数。

一、主机选型和参数

（一）主机选型

汽轮机组选型应满足以下要求：

（1）锅炉和汽轮发电机组的型式和容量需要根据国民经济发展计划和区域发展规划研究确定，即根据建厂地区对电、热能的需要，电网结构（是否并入电力系统，规划容量，承担基本负荷、中间负荷或调峰负荷，新建或扩建），厂区情况（燃料资源、供水条件、交通运输、灰渣处理、地质地形和对环境的影响、占地拆迁和施工等），以及拟选机组的容量/参数匹配特点等因素，拟定初步方案，通过全面技术经济比较和经济效益分析确定。地区只有电负荷，可建凝汽式发电厂。若地区还兼有热负荷，为充

分发挥其经济效益，节约能源，经技术经济证明合理时可建热电厂。

（2）常规火力发电机组参数选择应符合国家节能减排产业政策的要求。工程中宜根据电厂性质、建厂地区供煤煤价及可预见的供煤煤价的变化区间进行节能减排效益评估，结合机型选择、主机厂供货条件（产品压力等级、价格及交货进度）、机组运行方式等因素，经过技术经济比较和论证来确定。

（3）凝汽式发电厂宜优先选用大容量、高参数中间再热式汽轮机组。供热式机组型式应通过方案比较确定，宜优先选用高参数、大容量的抽汽式供热机组，有稳定可靠的热负荷时可采用背压式机组，其额定功率按全年的基本热负荷确定，并应与抽汽式供热机组配合使用。

（4）我国已生产的超（超）临界火力发电机组容量主要有 300、350、600、660、1000MW 等系列等级。当电网对机组的负荷要求比较确定并以基本负荷为主时，应选用高效率的容量等级；当电网对机组的负荷要求不够确定时，则宜选用实际负荷率下运行效率较高的容量等级，避免出现超（超）临界机组建成后因负荷率不足而长期运行在机组低效率区间。

（5）按照电力系统的要求，确定火力发电机组的运行方式是承担基本负荷或变动负荷。承担变动负荷的汽轮机组，其设备和系统性能应满足调峰要求，并应保证汽轮机组的设计寿命。

（6）按照区域电网的特点，确定汽轮机组是否需要具备机组快速甩负荷（FCB）功能。当机组具备 FCB 功能并具备发电机解列带厂用电运行能力时，有助于电网在可能的最短时间内恢复正常，也有助于发电机组的安全停运。

FCB 是指汽轮机组在高于某一负荷之上运行时，因内部或外部电网故障，与电网在瞬间（0.5s 以内）解列，甩掉全部对外供电负荷并保持锅炉在最低负荷运行，维持发电机带厂用电运行的自动控制功能；或指汽轮机或发电机甩负荷时，锅炉不停运的一种控制措施。火力发电机组可分为两种不同的运行方式：①5%FCB，是机组带厂用电单独运行的方式；②0%FCB，是停机不停炉的运行方式。

对于要求具备 FCB 功能的汽轮机，应注意机型对 FCB 功能适应性的选择。为保证汽轮机组安全，带调节级的汽轮机组通常不推荐设置 FCB 功能。对于无调节级的汽轮机组，调节阀等焓节流后的汽温下降不到 100℃，此时汽缸和转子所受到的热应力冲击相对较小，且纯压力级的汽缸内温度分布均匀，这一冲击产生的负面影响有限，此类汽轮机组允许安全实施 FCB 运行方式。

（二）主机参数

汽轮机组参数应满足以下要求：

（1）常规火力发电机组和超临界机组汽轮机参数应符合 GB/T 754《发电用汽轮机参数系列》的有关规定。

（2）300MW 机组可选用亚临界和超临界机组；600MW 机组可选用亚临界、超临界和超超临界机组；1000MW 机组可选用超临界和超超临界机组。超临界参数汽轮机组可选用 25MPa、566℃/566℃新蒸汽参数；在目前成熟的技术条件下，超超临界参数一次再热汽轮机组可选用 25MPa/26.25MPa/27MPa、600℃/600℃，27MPa/28MPa、600℃/610℃或 27MPa/28MPa、600℃/620℃新蒸汽参数；超超临界参数二次再热汽轮机组可选用 31MPa、600℃/610℃/610℃或 31MPa、600℃/620℃/620℃新蒸汽参数。

二、湿冷汽轮机工况

对于汽轮机额定功率的定义各国采用的标准有所不同。我国近期建设投产的火力发电机组较为普遍地采用 GB/T 5578《固定式发电用汽轮机规范》和 DL/T 892《电站汽轮机技术条件》确定额定功率。国外火力发电项目多按合同规定或采用国际标准定义汽轮机额定功率。

国际电工委员会（IEC）1991 版标准 IEC 60045-1《蒸汽轮机部分 1：技术条件》（Steam turbine Part 1: Specifications）中第 3.5 条对于功率的定义规定：机组最大连续功率 MCR（也称为额定出力、额定功率或额定负荷），是由供方给定的汽轮机输出功率，在输出这一功率时，机组能在规定的终端条件下，在不超过规定的寿命期限内可以不受运行时间的限制。通常这是执行热耗率保证的功率，调节（控制）阀不必全部开启。

由 IEC 的定义可知，汽轮机最大连续功率即为机组额定功率。这与 GB/T 5578《固定式发电用汽轮机规范》和 DL/T 892《电站汽轮机技术条件》对于汽轮机最大连续功率和汽轮机额定功率的定义是不同的，如图 1-1 所示。

在图 1-1 中，A 点为国家标准定义的机组额定功率 P_1，C 点为 IEC 标准定义的额定功率 P_2，两者均对应汽轮机额定进汽量，区别在于定义工况对应的背压不同，国家标准对应于夏季背压，而 IEC 标准对应于额定背压，所以，$P_2>P_1$。

某湿冷机组在汽轮机组进汽量相同时，按照 IEC 标准和国家标准定义的额定工况输出电功率值见表 1-1。

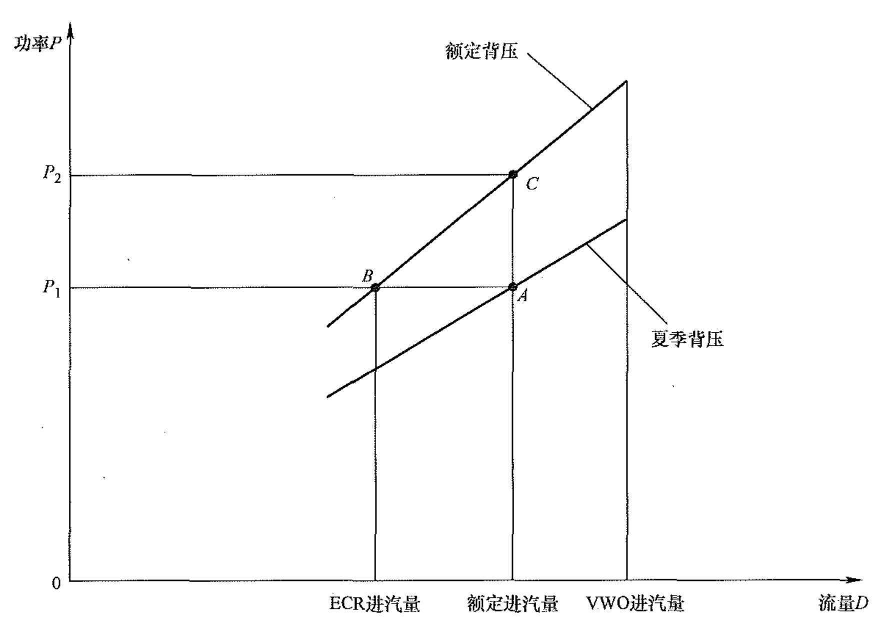


图 1-1　国家标准和 IEC 标准定义汽轮机额定功率的差异关系示意图

表 1-1　某湿冷机组两种额定功率定义对比

工况	项　目	国家标准定义	IEC 标准定义
额定功率工况	电功率（MW）	600	641.6
	汽轮机进汽流量（t/h）	1807.902	1807.902
	汽轮机排汽压力［kPa（a）］	夏季背压（11.8）	额定背压（4.9）
最大连续功率工况	电功率（MW）	641.6	641.6
	汽轮机额定进汽流量（t/h）	1807.902	1807.902
	汽轮机额定排汽压力［kPa（a）］	额定背压（4.9）	额定背压（4.9）

由表 1-1 可知，按照 IEC 标准定义，机组额定功率与最大连续功率相同，这一功率为 641.6MW，比国家标准定义的额定功率 600MW 增加约 7%。在火力发电厂设计中，所有系统及设备的设计参数及容量选择，均能够满足机组在最大连续功率工况运行要求，有些系统及设备则按照汽轮机调节阀全开（VWO）工况设计。显然，同一机组仅由于对额定功率的定义不同，使得电网可调用的机组最大出力相差较大，全年的发电量也有很大差别，这将对机组的年平均煤耗带来影响。

三、机炉容量匹配

在与锅炉容量匹配中，常用到汽轮机额定功率、最大连续功率及最大功率的定义。机炉容量匹配应满足以下要求：

（1）对于纯凝汽式汽轮机，宜一机配一炉。锅炉的最大连续蒸发量（BMCR）宜与汽轮机最大功率（VWO 功率）的进汽量相匹配。

（2）汽轮机最大功率（VWO 功率）的进汽量宜不小于汽轮机最大连续功率（MCR）进汽量（与汽轮机额定功率的进汽量相同）的 103%～105%。

（3）湿冷机组宜以额定功率作为机组的铭牌功率，背压应考虑冷却介质在全年最高温度下的冷端参数优化。此时新蒸汽流量为汽轮机额定进汽量。

（4）空冷机组额定功率和最大功率可按 GB 50660《大中型火力发电厂设计规范》的有关要求确定。

（5）发电机和汽轮机的容量选择条件应相互协调。在额定功率因数和额定氢压下，发电机的额定容量应与汽轮机的额定功率相匹配，发电机的最大连续容量应与汽轮机的最大连续功率相匹配，但其冷却器进水温度宜与汽轮机相应工况下的冷却水温度相一致。

（6）根据 GB/T 5578《固定式发电用汽轮机规范》，湿冷汽轮机的机炉电匹配工况条件见表 1-2。

表 1-2　　湿冷汽轮机的机炉电匹配工况条件

工况	汽轮机组功率	主要技术条件	汽轮机进汽量	锅炉蒸发量	发电机条件	性能保证值
额定工况	额定功率	额定新蒸汽/再热蒸汽参数，规定背压（按冷却介质在全年最高温度下的冷端参数优化），给定补水率，回热系统正常投运	汽轮机额定进汽量	锅炉额定蒸发量（BRL）	全部额定	额定功率、锅炉效率
最大连续功率工况	最大连续功率（MCR）	额定新蒸汽/再热蒸汽参数，规定背压（按冷却介质的全年平均温度），补水率 0%，回热系统正常投运	汽轮机最大连续功率（MCR）进汽量（与汽轮机额定进汽量相同）	与该工况下汽轮机进汽量匹配	允许降低冷却介质温度（与设计水温相对应）	最大连续功率
最大功率工况（VWO 工况）	最大功率	规定的终端参数下，汽轮机进口调节阀全开，回热系统正常投运	VWO 功率进汽量（1.03～1.05MCR 进汽量）	锅炉最大连续蒸发量（BMCR）（保证值）	允许降低冷却介质温度，提高氢压	锅炉最大连续蒸发量
热耗率验收工况	额定功率	规定的终端参数，回热系统正常投运	计算值	与该工况下汽轮机进汽量匹配	全部额定	汽轮机热耗率
部分负荷工况	部分负荷率	额定背压（设计水温），补水率 0%，回热系统正常投运	部分负荷进汽量	与该工况下汽轮机进汽量匹配	全部额定	建议 75% MCR 作为汽轮机热耗率第二保证工况
高压加热器全停工况	不小于额定功率	额定背压（设计水温），补水率 0%，高压加热器全部切除	计算值	与该工况下汽轮机进汽量匹配	全部额定	

第三节　原则性热力系统

热力发电用的各种动力循环，是通过不同热力系统来构成的，热力发电厂的原则性热力系统在实质上标明了循环的特性、工质的能量转化及其热量利用程度和技术完善程度。

一、原则性热力系统的组成

根据发电厂热力循环的特性，将热力部分主辅设备及其管道连接成一个整体的线路图，称为发电厂的热力系统图。而按其应用目的和编制方法的不同，热力系统图可分为原则性热力系统和全面性热力系统两种。

原则性热力系统图是以规定的符号表明工质在完成某种热力循环时所必须流经的各种热力设备之间的联系线路图。

全面性热力系统图是以规定的符号，表明全厂性的所有热力设备及其汽水管道和附件的总体系统图，它可以反映发电厂各种工况，包括事故、检修时的运行方式，以及按设备实际数量（包括运行的和备用的全部主、辅热力设备及其系统）绘制、标明一切必需的连接管道及其附件，例如，本手册第八章～第二十二章中所包含的各局部系统（如主蒸汽系统、再热蒸汽系统等）就是发电厂全面性热力系统的各个组成部分。

原则性热力系统只表示工质流过时状态参数起了变化的各种必需的热力设备，故同类型、同参数的设备在图上只表示一个，仅表明设备之间的主要联系，备用设备和管路、附属机构都不画出；除额定工况时所必需的附件（如定压运行除氧器进汽管上的调节阀）外，一般附件均不表示。

原则性热力系统主要包括锅炉、汽轮机、主蒸汽及再热蒸汽管道和凝汽设备的连接系统及给水回热抽汽系统、凝汽系统、补充水系统、辅助设备（轴封冷却器等）系统、“废热”回收（汽包锅炉连续排污扩容回收、冷却发电机的热量回收）系统等。凝汽式发电厂内若有多种单元机组，其原则性热力系统即为多个单元的组合。此外，热电厂还承担对外供热任务，无论是同类型供热式机组，或不同类型供热式机组（如背压式、单抽式或双抽式），其对外供热有关设备和管路总是全厂连为一体的，较为复杂。

原则性热力系统实质上表明了工质的能量及热量利用的过程，它反映了发电厂热功当量转换过程的技术完善程度和热经济性。拟定合理的原则性热力系统，是发电厂设计和节能工作的重要环节。

二、原则性热力系统的拟定

1. 边界条件确定

在拟定原则性热力系统前，通常需要事先确定好

以下边界条件：

（1）发电厂形式和容量。

（2）主蒸汽压力、温度。

（3）主蒸汽系统、再热蒸汽系统总压降。

（4）各级抽汽系统压降。

（5）凝汽器端差。

（6）凝汽器背压。

（7）高、低压加热器的上下端差。

（8）给水泵汽轮机效率（如有）。

（9）给水泵组配置及效率。

（10）供热参数（如有）等。

2. 机组选型

设计单位应保持与主机制造厂的沟通和配合，特别就机组的回热系统、压降、机组选型、初参数、终参数等内容进行充分沟通，确定合适的机型及热力系统。

凝汽式发电厂采用凝汽式机组，宜选用大容量中间再热式汽轮机组。供热式机组形式应通过方案比较确定，宜选用高参数、大容量的抽汽式供热机组，有稳定可靠的热负荷时可采用背压式机组，其额定功率按全年的基本热负荷确定，并应与抽汽式供热机组配合使用。发电厂容量确定后，选择汽轮机的单机容量，全厂的汽轮机台数就随之确定了，为便于生产管理，一个厂房内的机组容量等级以不超过两种、机组台数不超过 6 台为宜。

各汽轮机制造厂生产的汽轮机形式、单机容量及其蒸汽参数，应通过综合的技术经济比较确定。

3. 绘制原则性热力系统图

汽轮机的形式和单机容量确定后，即可根据汽轮机制造厂提供的该机组本体汽水系统和选定的锅炉形式来绘制原则性热力系统图。此时，机组的初、终参数和再热参数，回热级数及抽汽参数，最终给水温度及各级加热器的形式都已确定。在这种情况下，拟定原则性热力系统图主要是确定：蒸汽冷却器和疏水冷却器及系统；除氧器的形式和工作压力、单级或两级除氧及其连接方式、除氧器定压或滑压运行方式；是否采用前置泵、给水泵的拖动方式及其连接系统；补充水处理方式及其设备和系统；汽包锅炉连续排污系统；辅助换热设备（抽气器、轴封冷却器、暖风器）及其连接方式的选择等。对于热电厂，还要进行热质选择，确定供汽方式、供热设备及其连接方式。

所有上述问题，都要通过全面分析和技术经济比较来确定，有些因素又相互影响，错综复杂，可采用计算软件对某机组的多个方案予以综合计算，从中选择最优方案。

4. 原则性热力系统计算

通过原则性热力系统计算，求得各处汽水流量、参数和发电厂的热经济指标。由于叶片级数、效率等汽轮机内部资料均掌握在各主机制造厂中，通常热平衡计算工作由主机制造厂完成，国内各大主机制造厂在过去几十年中积累了丰富的经验数据，且均有成熟的热平衡计算软件，通过软件最终生成的热平衡图将提交给设计单位作为辅机选型及各阶段设计工作的依据。

某主机制造厂提供的某机组的热平衡图如图 1-2 所示。

5. 锅炉的单位容量及台数确定

根据原则性热力系统计算的锅炉最大蒸发量确定机炉的匹配原则。凝汽式发电厂宜一炉配一机，不设备用锅炉。

装有供热式机组的发电厂，当一台容量最大的锅炉停用时，其余锅炉的蒸发量应满足：热力用户连续生产所需的生产用汽量，冬季采暖、通风和生活用热量的 60%～75%，严寒地区取上限，此时可降低部分发电出力。

6. 辅助热力设备的选择

根据原则性热力系统计算所得各项汽水流量，按照有关技术规程，结合有关辅助热力设备的产品规范，合理选择原则性热力系统所包括的各项辅助热力设备，并优先选用标准系列产品。

三、典型的原则性热力系统

（一）一次再热 300MW 机组的原则性热力系统

国内 300MW 级（亚临界、超临界）机组的常规配置为 3 级高压加热器＋1 级除氧器＋4 级低压加热器的 8 级回热抽汽系统。

【案例 1-1】 某 350MW 超临界机组电厂的汽轮机为国产 350MW 超临界汽轮机，型号为 N350-24.2/566/566，配国产一次中间再热、单炉膛、半露天岛式布置的循环流化床锅炉及国产水氢氢冷发电机，其原则性热力系统图如图 1-3 所示。汽轮机为一次中间再热、单轴、高中压合缸、两缸两排汽、凝汽式汽轮机，回热系统为 3 级高压加热器＋1 级除氧器＋4 级低压加热器，除氧器采用一体化内置式除氧器，机组滑压运行。高、低压加热器设有内置式疏水冷却段，高压加热器设有内置式蒸汽冷却段，采用疏水逐级自流的方式。系统还设有凝结水泵组、凝结水精处理系统、轴封蒸汽冷却器及电动给水泵组和汽动给水泵组。给水泵汽轮机采用凝汽式，正常运行的汽源采用第四级抽汽（中压缸排汽），其排汽引入主凝汽器。最末两级低压加热器（7、8 号低压加热器）位于凝汽器颈部，补充水引入凝汽器。

（二）一次再热600MW级机组的原则性热力系统

国内600MW级（亚临界、超临界、超超临界）机组的常规配置为3级高压加热器＋1级除氧器＋4级低压加热器的8级回热抽汽系统，近些年国内的部分电厂增加了3号高压加热器外置式蒸汽冷却器、烟气余热回收系统、9级回热等部分优化措施。

【案例1-2】某660MW超超临界机组电厂的汽轮机为上汽厂引进西门子技术生产的第一台国产660MW超超临界汽轮机，型号为N660-25/600/600，配国产一次中间再热、单炉膛、露天布置的全悬吊结构Π型锅炉及国产水氢氢冷、静态励磁汽轮发电机，其原则性热力系统图如图1-4所示。

该电厂采用一次中间再热、单轴、高中压分缸四缸四排汽、凝汽式汽轮机，与国内其余同类型机组的主要区别在于，该机组采用全周进汽带补气阀的设计，减少了调节阀带来的损耗。回热系统为3级高压加热器＋1级除氧器＋4级低压加热器，除氧器采用国产一体化内置式除氧器（恒速喷嘴），机组滑压运行［范围是0.147～1.294MPa（a）］。高、低压加热器采用国产设备，7、8号低压加热器设有外置式疏水冷却器，其余加热器均采用内置式疏水冷却段，3台高压加热器均设有内置式蒸汽冷却器。正常运行时，各高压加热器的疏水均采用逐级串联疏水方式，即从较高压力的加热器排到较低压力的加热器，3号高压加热器出口的疏水疏入除氧器；5号低压加热器正常疏水接至6号低压加热器，然后通过2台互为备用的加热器疏水泵引至6号低压加热器后凝结水管道。7、8号低压加热器正常疏水分别接至疏水冷却器，疏水冷却器疏水接至凝汽器。危急疏水系统与常规机组的不同之处在于，7、8号低压加热器不再设置危急疏水调节阀，其余加热器均有设置，用来控制加热器正常水位。系统还设有凝结水精处理设备、轴封冷却器及电动给水泵组、汽动给水泵组。给水泵汽轮机采用凝汽式，正常运行的汽源采用第四级抽汽（中压缸排汽），其排汽引入主凝汽器。最末两级低压加热器（7、8号低压加热器）分别位于凝汽器颈部高、低压侧，补充水引入凝汽器。

图1-5所示为近些年国产600MW级机组上采用的9级回热抽汽系统及3号高压加热器外置式蒸汽冷却器的原则性热力系统图。

（三）一次再热1000MW级机组的原则性热力系统

国内1000MW级超超临界机组的常规配置及部分热力系统的优化措施与600MW级机组相同。

一次再热1000MW级机组单列高压加热器与双列高压加热器的原则性热力系统图，见图1-6及图1-7。

（四）二次再热机组的原则性热力系统

下面仅说明二次再热机组与一次再热机组相比的热力系统的主要区别：

（1）主机配置。国产1000MW二次再热汽轮机大多采用单轴五缸四排汽二次再热汽轮机，汽轮机额定进汽参数为31MPa。同时主机模块将采用现有成熟汽缸模块，因此回热焓降分配已由汽轮机本身的结构特点根据抽排汽压力基本确定。

（2）加热器配置。受二次再热机组给水压力的影响，单列U形管高压加热器的水室半球形封头厚度和管板锻件厚度如果按照44MPa的给水压力进行设计，那么封头和管板厚度都会超过GB 150.2《压力容器 第2部分：材料》中规定的最大公称厚度。在这种情况下，可采用双列U形管高压加热器方案，以减小管板的通流面积，从而降低管板和封头厚度。高压加热器也可采用单列蛇形管高压加热器的方案。

（3）回热系统。国产1000MW二次再热汽轮机回热抽汽系统大多为10级，即4级高压加热器＋5级低压加热器＋1级除氧方案。

图1-8所示为某国产660MW二次再热机组的原则性热力系统图。该机组采用4级高压加热器＋5级低压加热器＋1级除氧器的10级抽汽回热外加2级外置式蒸汽冷却器的汽轮机回热抽汽系统。加热器采用4台全容量的单列高压加热器方案。

图1-9所示为某国产1000MW二次再热机组的原则性热力系统图。该机组采用超超临界、二次中间再热、单轴、五缸四排汽、凝汽式汽轮机。热力循环采用10级回热抽汽系统，设有四级双列50%高压加热器、1台除氧器、2台外置式蒸汽冷却器、5台全容量低压加热器、1台疏水加热器和1台轴封加热器。该机组设置了一套高、中、低压三级串联汽轮机旁路系统。

图1-10所示为国外某二次再热机组的原则性热力系统图。该机组发电容量为411MW（纯凝工况）/340MW（供热工况），采用2级高压加热器＋3级中压加热器＋4级低压加热器＋1级除氧器的10级回热抽汽系统，其中9号高压加热器采用1级外置式串联蒸汽冷却器（外置式蒸汽冷却器）；4号加热器采用混合式加热器，低压加热器疏水设疏水泵。

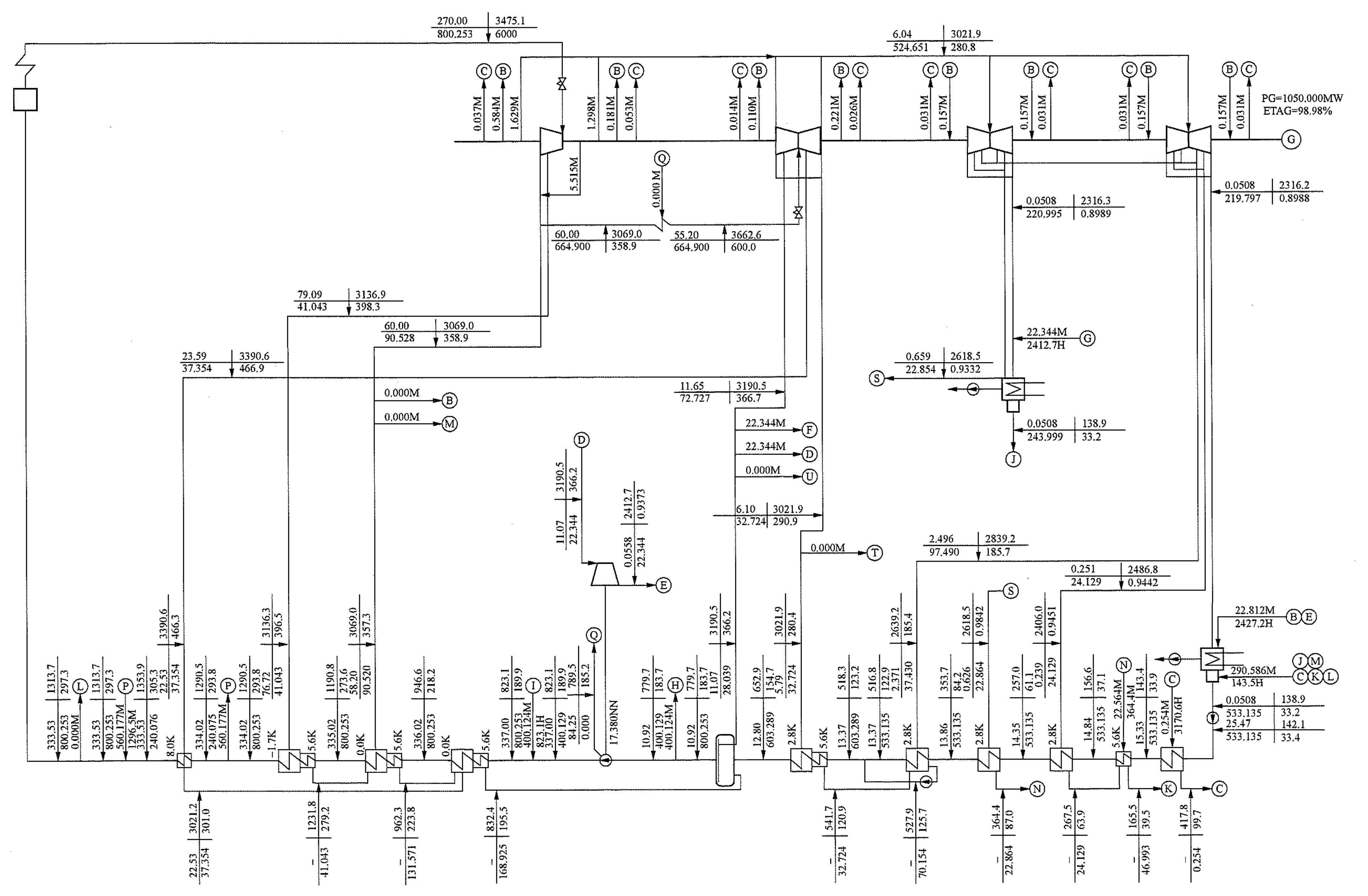


图 1-2 某机组的热平衡图示意图

M—质量流量，kg/s；H—焓，kJ/kg；T—温度，℃；PG—机组出力；ETAG—发电机效率；K—加热器端差

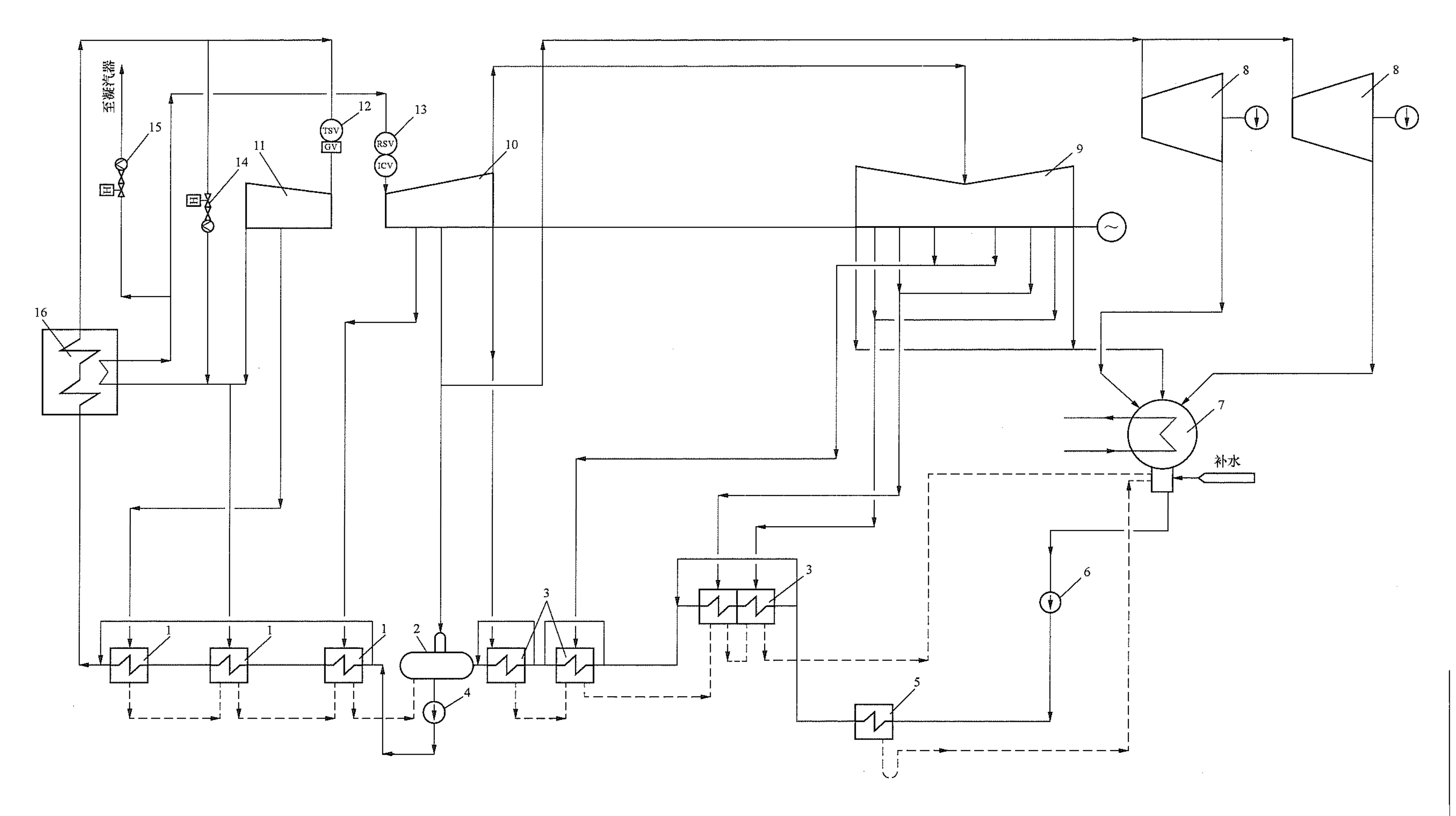


图 1-3　国产 300MW 级机组原则性热力系统图

1—高压加热器；2—除氧器；3—低压加热器；4—给水泵组；5—轴封加热器；6—凝结水泵组；7—凝汽器；8—给水泵汽轮机；9—汽轮机低压缸；10—汽轮机中压缸；11—汽轮机高压缸；12—主蒸汽阀门组；13—再热蒸汽阀门组；14—高压旁路阀门组；15—低压旁路阀门组；16—锅炉

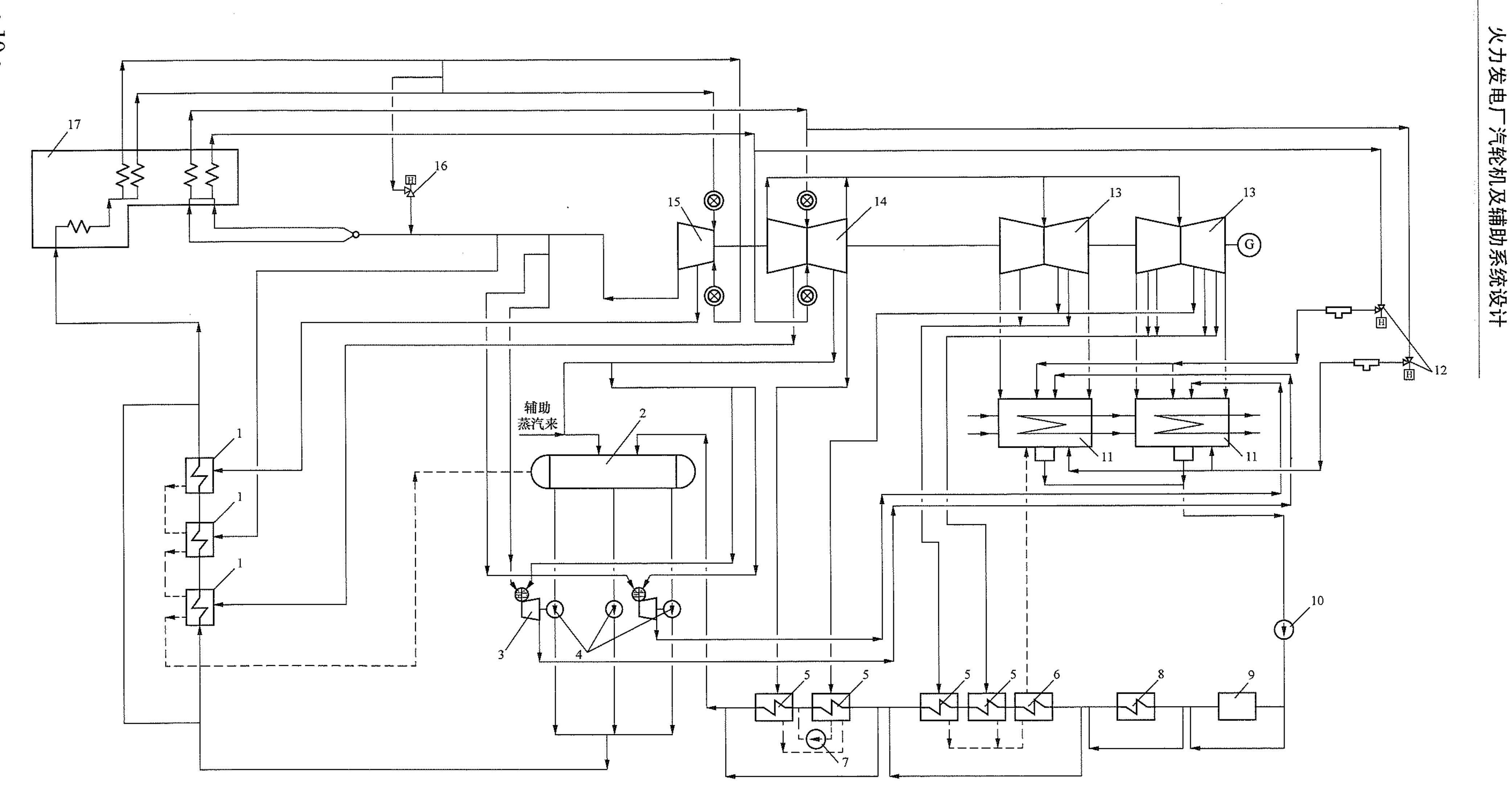


图 1-4　国产 660MW 级机组原则性热力系统图 1（典型配置）

1—高压加热器；2—除氧器；3—给水泵汽轮机；4—给水泵组；5—低压加热器；6—疏水冷却器；7—低压加热器疏水泵；8—轴封加热器；9—凝结水精处理装置；10—凝结水泵组；11—凝汽器；12—低压旁路阀门组；13—汽轮机低压缸；14—汽轮机中压缸；15—汽轮机高压缸；16—高压旁路阀门组；17—锅炉

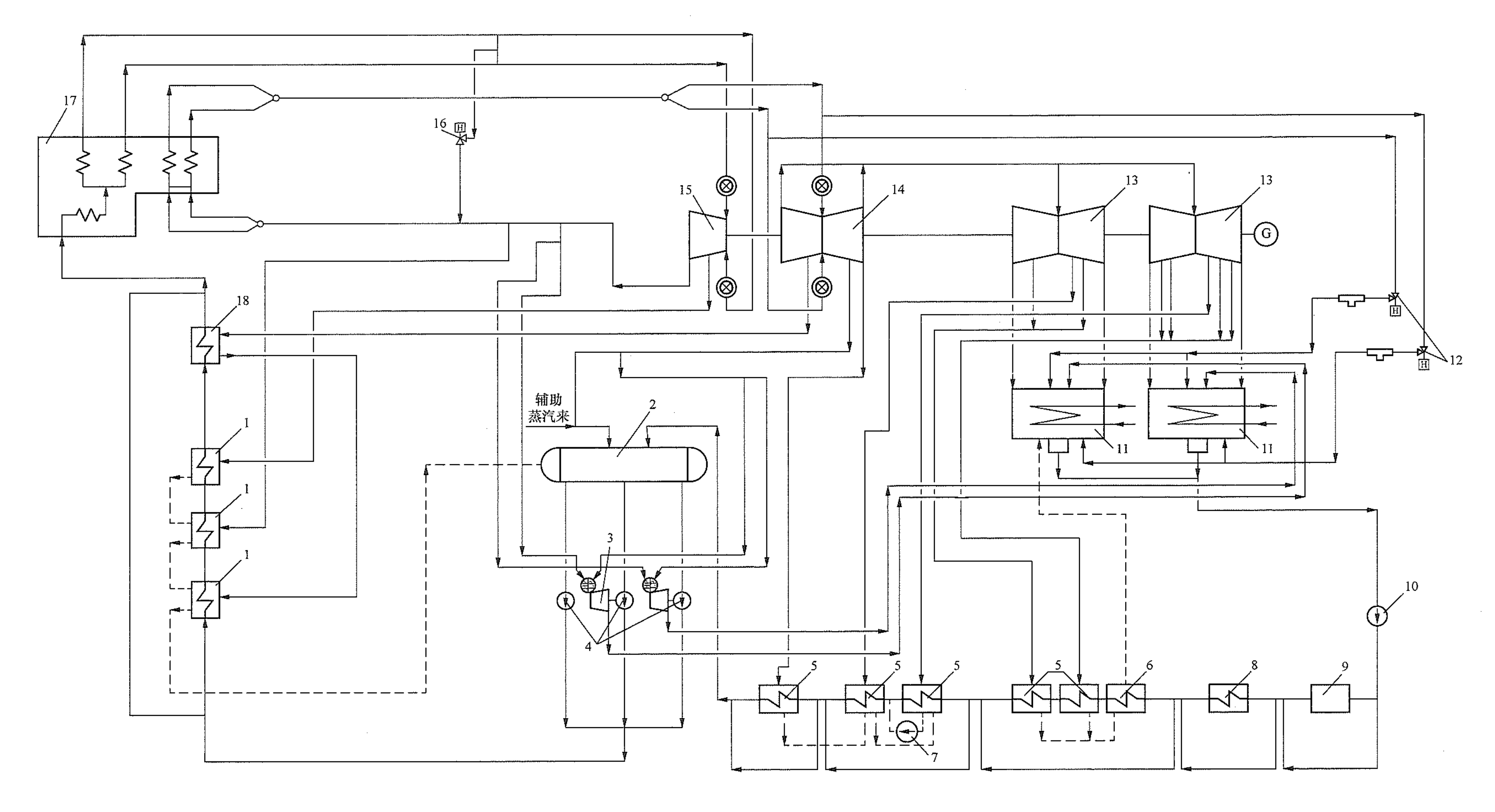


图 1-5　国产 660MW 级机组原则性热力系统图 2（9 级回热＋外置蒸汽冷却器）

1—高压加热器；2—除氧器；3—给水泵汽轮机；4—给水泵组；5—低压加热器；6—疏水冷却器；7—低压加热器疏水泵；8—轴封加热器；9—凝结水精处理装置；10—凝结水泵组；11—凝汽器；12—低压旁路阀门组；13—汽轮机低压缸；14—汽轮机中压缸；15—汽轮机高压缸；16—高压旁路阀门组；17—锅炉；18—3 号高压加热器外置式蒸汽冷却器

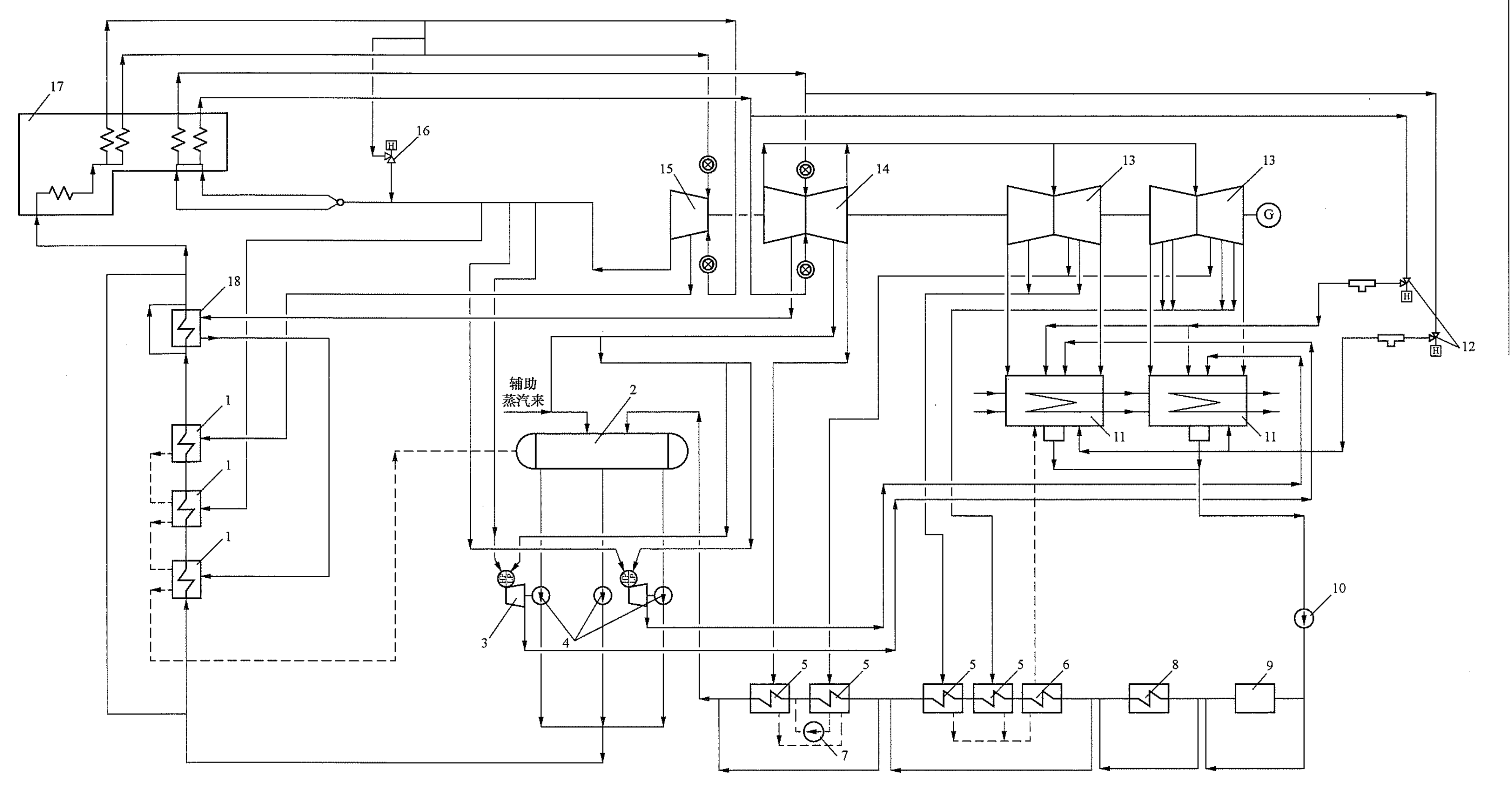


图 1-6　国产百万机组原则性热力系统图 1（单列高压加热器）

1—高压加热器；2—除氧器；3—给水泵汽轮机；4—给水泵组；5—低压加热器；6—疏水冷却器；7—低压加热器疏水泵；8—轴封加热器；9—凝结水精处理装置；10—凝结水泵组；11—凝汽器；12—低压旁路阀门组；13—汽轮机低压缸；14—汽轮机中压缸；15—汽轮机高压缸；16—高压旁路阀门组；17—锅炉；18—外置式蒸汽冷却器

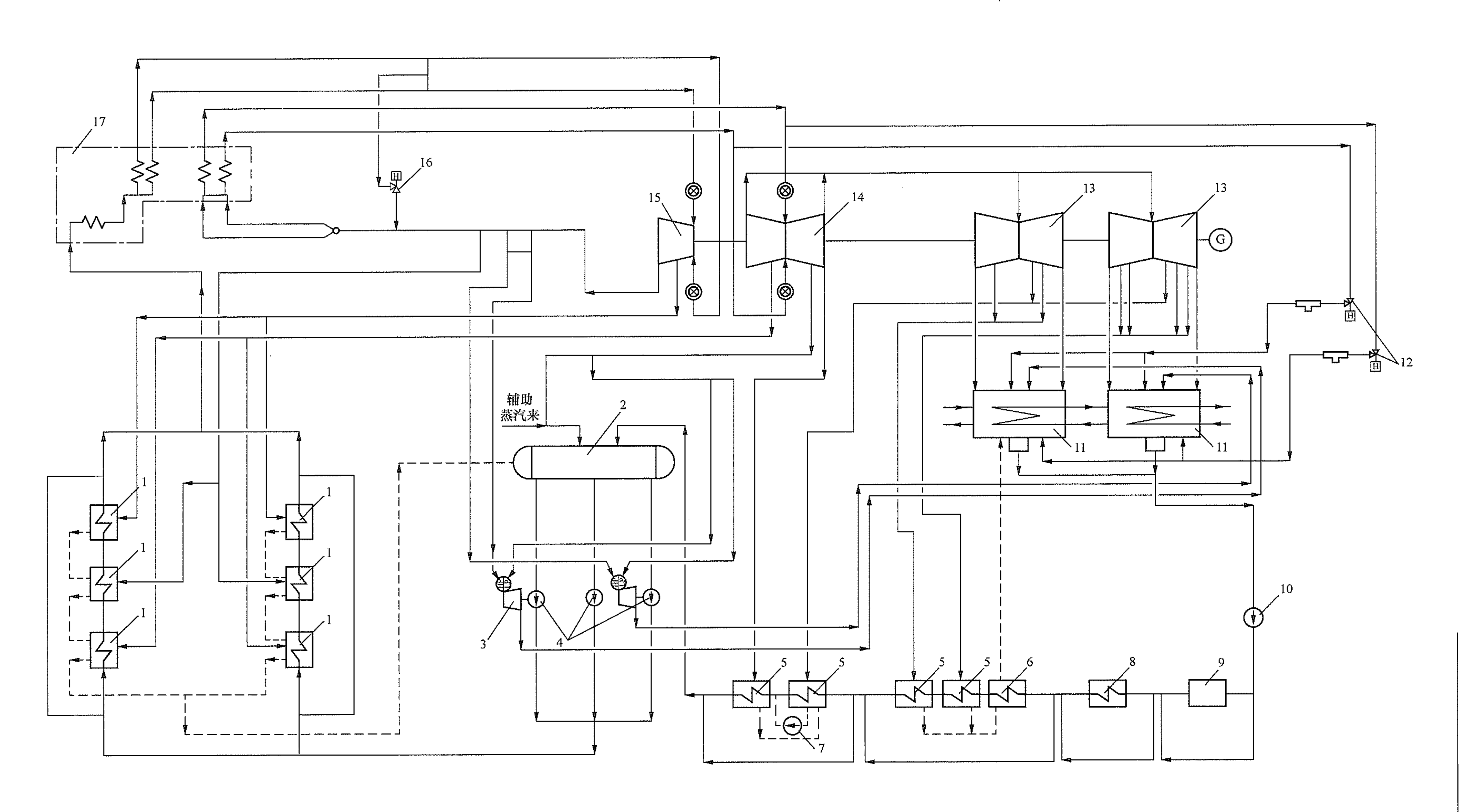


图 1-7 国产百万机组原则性热力系统图 2（双列高压加热器）

1—高压加热器；2—除氧器；3—给水泵汽轮机；4—给水泵组；5—低压加热器；6—疏水冷却器；7—低压加热器疏水泵；8—轴封加热器；9—凝结水精处理装置；10—凝结水泵组；11—凝汽器；12—低压旁路阀门组；13—汽轮机低压缸；14—汽轮机中压缸；15—汽轮机高压缸；16—高压旁路阀门组；17—锅炉

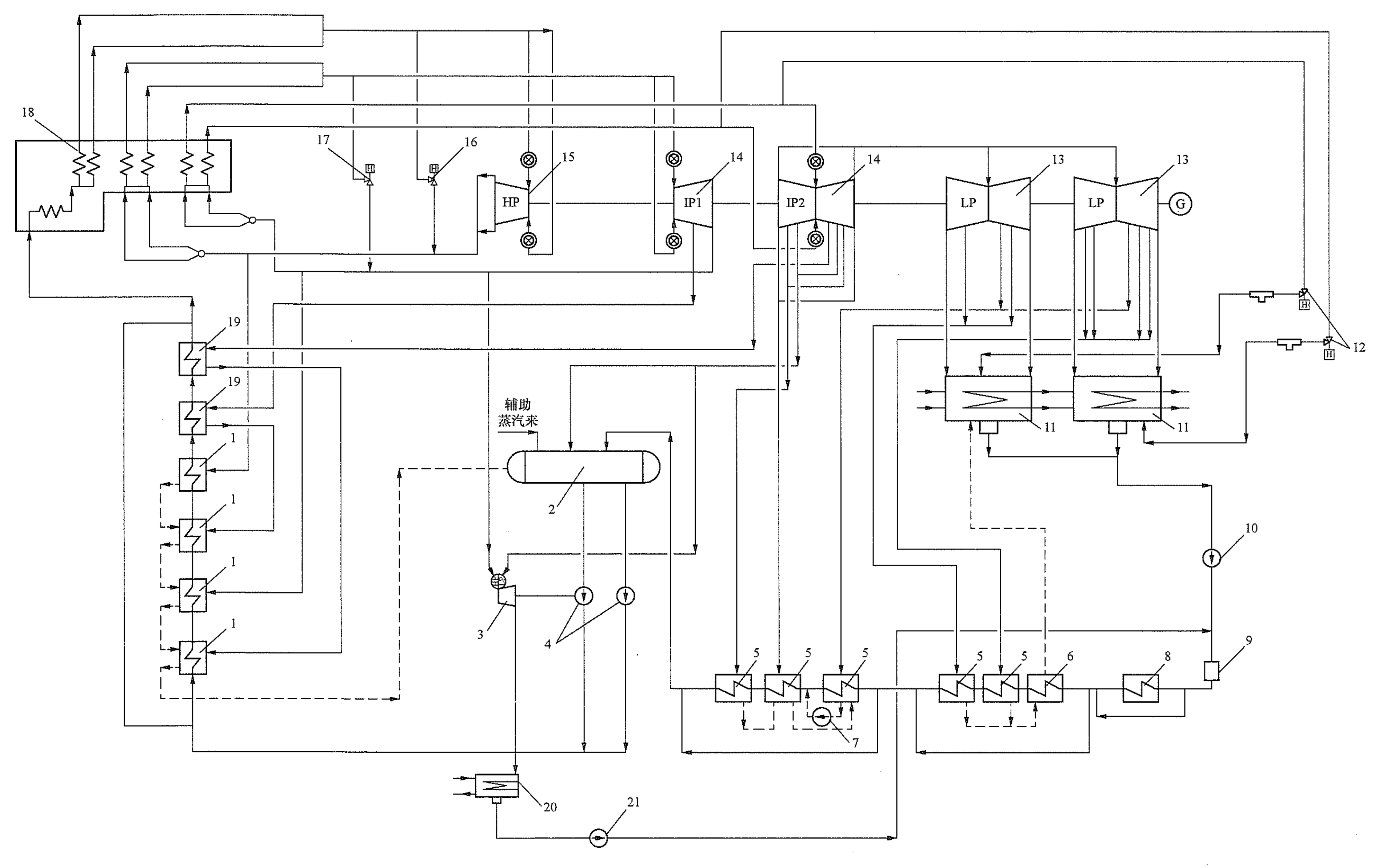


图 1-8　国产 600MW 二次再热机组原则性热力系统图

1—高压加热器；2—除氧器；3—给水泵汽轮机；4—给水泵组；5—低压加热器；6—疏水冷却器；7—低压加热器疏水泵；8—轴封加热器；9—凝结水精处理装置；10—凝结水泵组；11—凝汽器；12—低压旁路阀门组；13—汽轮机低压缸；14—汽轮机中压缸；15—汽轮机高压缸；16—高压旁路阀门组；17—中压旁路阀门组；18—锅炉；19—外置式蒸汽冷却器；20—给水泵汽轮机凝汽器；21—给水泵汽轮机凝结水泵

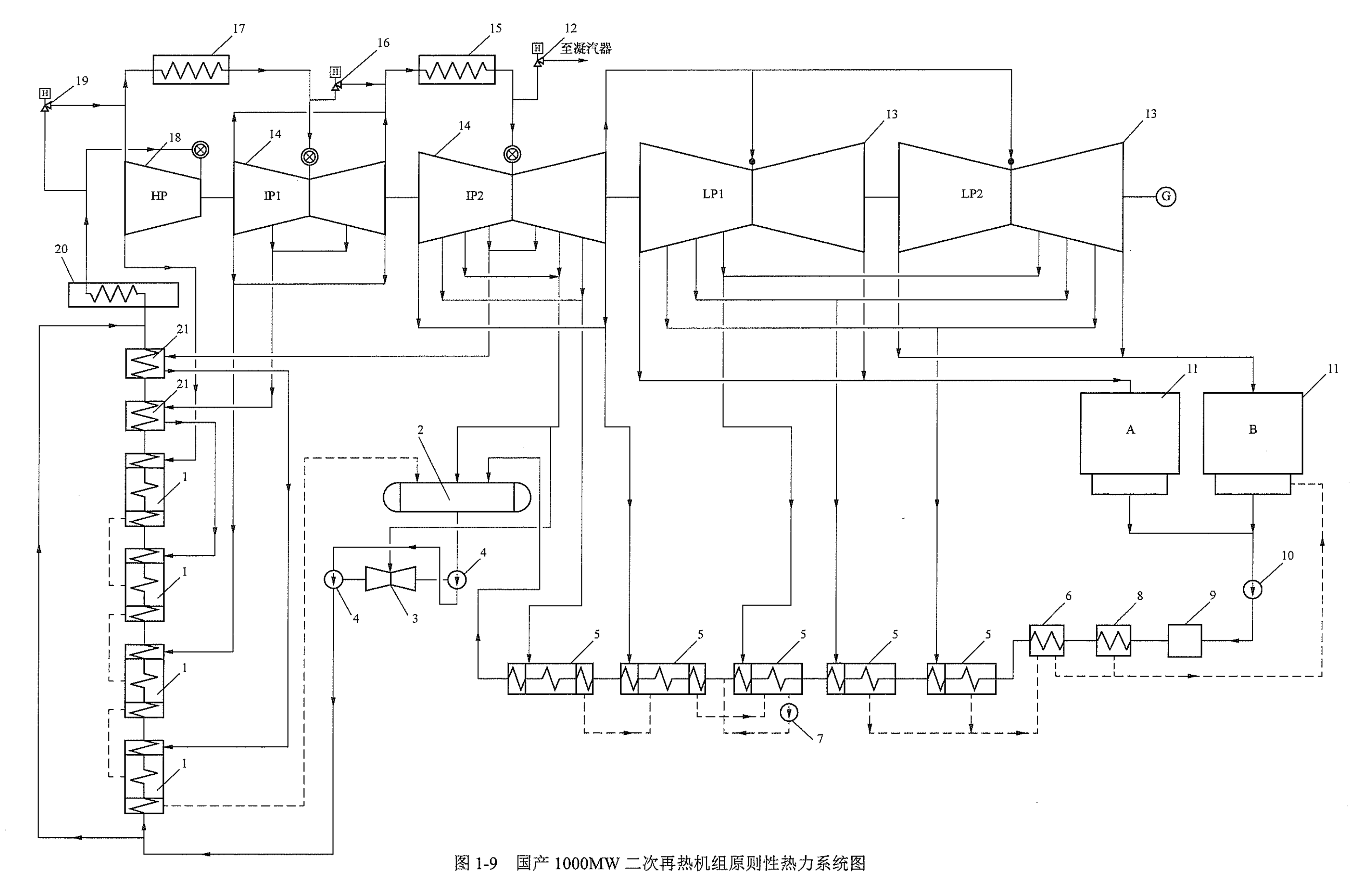


图 1-9　国产 1000MW 二次再热机组原则性热力系统图

1—高压加热器；2—除氧器；3—给水泵汽轮机；4—给水泵组；5—低压加热器；6—疏水冷却器；7—低压加热器疏水泵；8—轴封加热器；9—凝结水精处理装置；10—凝结水泵组；11—凝汽器；12—低压旁路阀门组；13—汽轮机低压缸；14—汽轮机中压缸；15—锅炉二级再热器；16—中压旁路阀门组；17—锅炉一级再热器；18—汽轮机高压缸；19—高压旁路阀门组；20—锅炉过热器；21—外置式蒸汽冷却器

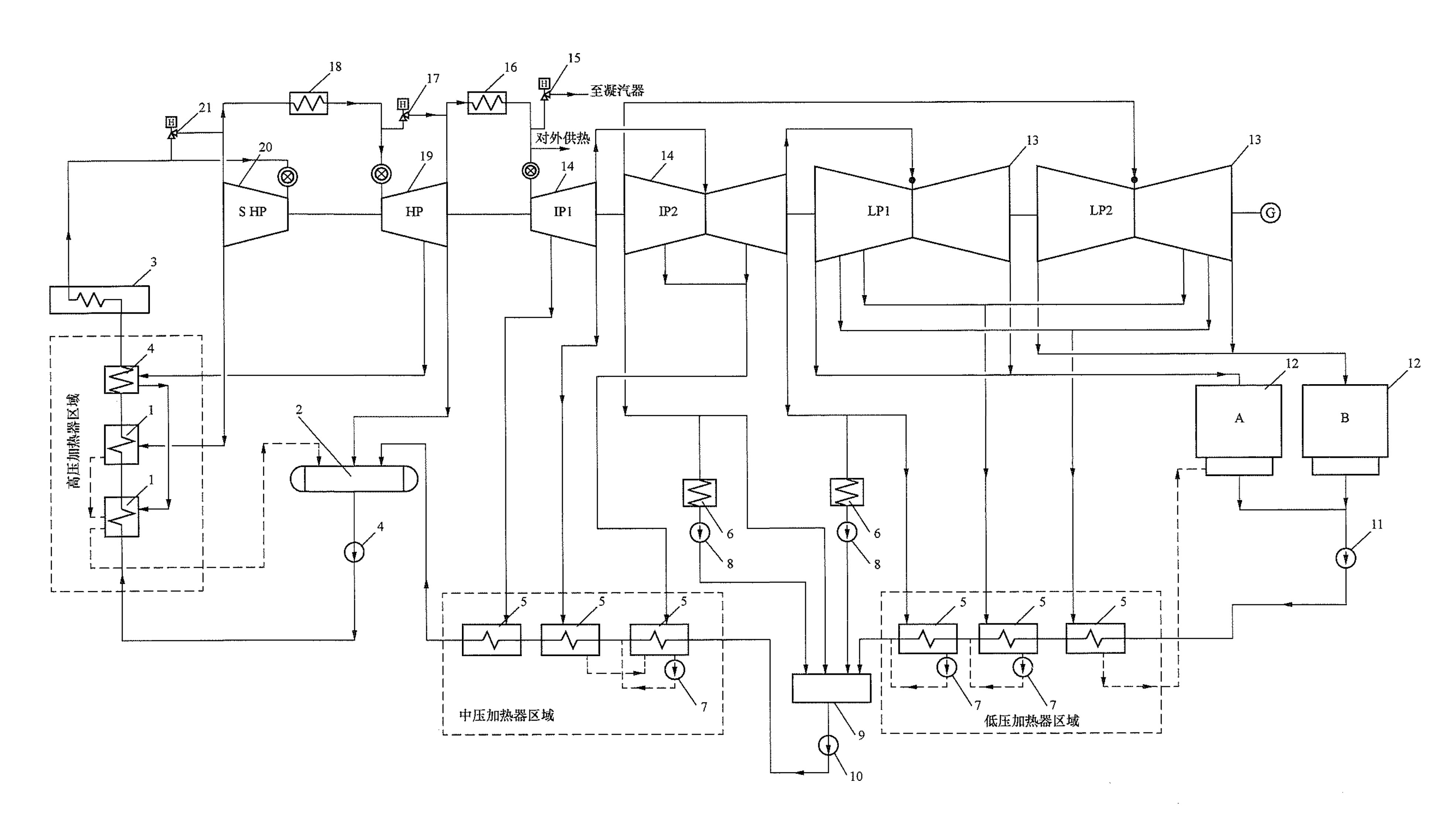


图 1-10　国外某电厂原则性热力系统图

1—高压加热器；2—除氧器；3—锅炉过热器；4—外置式蒸汽冷却器；5—低压加热器；6—管壳式换流器（供热用）；7—低压加热器疏水泵；8—疏水泵；9—混合式加热器；10—混合式加热器给水泵；11—凝结水泵组；12—凝汽器；13—汽轮机低压缸；14—汽轮机中压缸；15—低压旁路阀门组；16—锅炉二级再热器；17—中压旁路阀门组；18—锅炉一级再热器；19—汽轮机高压缸；20—超高压缸；21—高压旁路阀门组

第二章

凝汽式汽轮机

第一节　汽轮机的选型

根据 DL/T 5374《火力发电厂初步可行性研究报告内容深度规定》，火力发电厂的设计在初步可行性研究报告中要提出电厂规划容量及机组选型的建议。汽轮机的选型主要从容量选择、汽缸和轴系的配置、蒸汽参数、再热次数和回热级数等方面考虑。而汽轮机在实际运行中因机组负荷快速变化、蒸汽状态参数波动等变工况运行状态，会影响汽轮机的经济性和安全性，汽轮机的非正常运行工况特性也是选型的重要依据。

一、参数与系列

在常规条件下，水的温度被加热到给定压力下的饱和温度时将产生相变，开始从液态变为汽态，出现一个饱和水与饱和蒸汽两相共存的区域。这时加热若继续进行，汽水两相温度不再上升，直到液态水全部蒸发完毕，干饱和蒸汽才继续升温，成为过热蒸汽。当温度超过临界温度 t_c 时，水的液相就不存在了，与临界温度 t_c 对应的饱和压力称为临界压力 p_c，临界点的压力和温度是水的液相和汽相能够平衡共存的最高值。水的临界参数为 t_c=374.15℃，p_c=22.129MPa。一般将压力大于临界点 p_c 的范围称为超临界区。超临界区之上的参数分档，尚无统一的标准和规定，不同国家对超超临界区的定义不完全相同。1993 年，日本最早提出超超临界机组参数为蒸汽压力大于或等于 24.2MPa，温度大于或等于 593℃；丹麦认为超超临界机组的蒸汽压力大于或等于 27.5MPa；1997 年，西门子公司以采用“600℃材料”的机组来区分。总体来说，国际上普遍认为在常规超临界参数的基础上，压力或温度再提升一个档次，也就是工作压力超过 24.2MPa 或者主蒸汽/再热蒸汽温度超过 566℃。2003 年，我国 863 计划项目“超超临界燃煤发电技术”中定义超超临界机组参数为压力大于或等于 25MPa，温度大于或等于 580℃。目前，我国已经运营或正在设计建设的超超临界机组压力参数分为 25、27～28MPa 和 31MPa 三个级别，温度则为 580～620℃。

GB/T 754—2007《发电用汽轮机参数系列》规定了发电用汽轮机的新蒸汽参数系列，见表 2-1～表 2-3。需要指出的是，截至 2018 年底，我国已投运的一次再热和二次再热超超临界机组的参数最高达到了新蒸汽压力 28MPa，新蒸汽温度 600℃，再热（一次及二次）蒸汽温度 620℃；正在建设的二次再热机组的参数最高已达到新蒸汽压力 35MPa，新蒸汽温度 615℃，再热（一次及二次）蒸汽温度 630℃。

表 2-1　　非再热式汽轮机新蒸汽参数系列

类别	新蒸汽压力（MPa）	新蒸汽温度（℃）	新蒸汽流量推荐范围（t/h）	仅凝汽式汽轮机适用的额定功率等级/相应的大致新蒸汽流量（阀门全开）[MW/（t/h）]
低压	1.28	340	5～10	0.75/5、1/10
次中压	2.35	390	10～20	1.5/10、3/20
中压	3.43	435、450、470	20～120	3/20、6/40、12/70、20/100、25/120
次高压	4.90	435、450、470	30～150	6/30、12/65、20/90、25/110、35/150
	5.88	460、470		
高压	8.8	535	100～410	25/100、35/140、50/210、100/410

表 2-2　　再热式汽轮机新蒸汽参数及再热温度系列

类别	新蒸汽压力 （MPa）	新蒸汽温度/再热温度 （℃/℃）	新蒸汽流量推荐范围 （t/h）	仅凝汽式汽轮机适用的额定功率等级/相应的大致新蒸汽流量（阀门全开）[MW/（t/h）]
超高压	12.7 13.2	535/535 537/537 538/538 540/540	400～670	125/400、150/480、200/670
亚临界	16.7 17.8	535/535 537/537 538/538 540/540	800～2500	250/800、300/1025、330/1018（电动给水泵） 600/2020、700/2350
超临界	24.2	538/566 566/566	1500～4000	600/2000、700/2300 800/2600、1000/3300

表 2-3　　超超临界汽轮机新蒸汽参数及再热温度系列

类别		新蒸汽压力（MPa）	新蒸汽温度（℃）	一次再热温度（℃）	二次再热温度（℃）	新蒸汽流量推荐范围（t/h）	仅凝汽式汽轮机适用的额定功率等级/相应的大致新蒸汽流量（阀门全开）[MW/（t/h）]
超超临界	仅温度超过规定值	24.2 25 26	566 566 580 593 600	580 593 580 593 600	不推荐	≥1800	600/1800 700/2100 800/2400 1000/3000
	仅压力超过规定值	28 31	566	566	566	≥2000	600/2000 700/2150 800/2450 1000/3050
	压力温度均超过规定值	28 31	580 593 600	580 593 600	580 593 600		600/2000 700/2000 800/2300 900/2700 1000/2900

二、汽缸和轴系的配置

目前，国产一次再热机组，600～1200MW 级汽轮机均采用 1 个高压缸、1 个中压缸和 2～3 个低压缸的布置形式。美国 1300MW 等级汽轮机采用双轴布置形式。

超超临界二次再热机组，进汽压力、再热压力与一次再热机组相比有较大幅度的变化，汽轮机各个汽缸的进出口压力、容积流量也有很大区别，其中第二次再热中压缸的进出口容积流量与同容量的一次再热汽轮机的中压缸相比有大幅度增加。因此，二次再热汽轮机，一般配置为超高压缸、高压缸、中压缸、低压缸（有的制造厂称为高压缸，第 1 中压缸、第 2 中压缸、低压缸），有的机型某些缸为合缸（如超高压缸和高压缸）。

在现有技术水平下，六缸基本上已达到了单轴火力发电汽轮机的极限，对于 1000MW 二次再热汽轮机，如不采用合缸，汽轮机轴系将总共有五缸或六缸，分别是 1 个超高压缸、1 个高压缸、1 个中压缸、2～3 个低压缸。考虑第二次再热蒸汽容积流量大的特点，若采用 2 个中压缸则单轴方案的轴系稳定性可能存在不确定性，因此采用一个大模块的中压缸。单机容量超过 1200MW 的二次再热汽轮机采用双轴布置形式。

三、蒸汽参数的选择

1. 主蒸汽、再热蒸汽温度

在一定范围内，主蒸汽温度对汽轮机容积流量和通流部分设计效率影响不大，进汽温度的提高使热力循环效率（简称热效率）提高一般可简单地归纳为每 10℃过热蒸汽温度影响热耗 0.25%～0.30%，10℃再热

蒸汽温度影响热耗 0.16%～0.20%。在锅炉效率不变的条件下，汽轮机热耗将直接影响整个电厂的热效率。因此，提高蒸汽温度对提高机组热效率的效果非常显著。但是，蒸汽初温提高主要受材料的许用温度限制。

2. 主蒸汽、再热蒸汽压力

与提高蒸汽温度不同，提高蒸汽压力对提高机组热效率的效果并不显著。主蒸汽压力的提高必须考虑对高压缸通流效率的影响，原因是蒸汽初压提高时蒸汽比体积减小，将使汽轮机超高压通流部分叶片高度减小，甚至需要采用部分进汽，这样会使叶片级的二次流损失和轴封漏汽损失都增大，从而抵消一部分提高压力参数所带来的好处。当蒸汽压力低于 30MPa 时，机组热效率随压力的提高上升幅度较大；当蒸汽压力高于 30MPa 时机组热效率随压力的提高上升幅度较小。

当主蒸汽压力提高，再热蒸汽压力同步提高时，汽轮机末级叶片湿度增大，从而使汽轮机末级叶片水蚀程度增加。

图 2-1 所示为某型号汽轮机主蒸汽参数与热效率的变化关系。

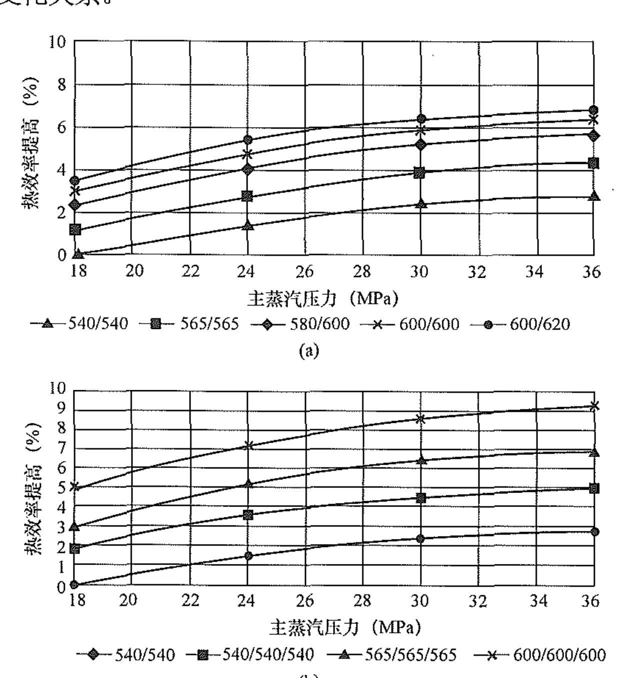


图 2-1 某型号汽轮机主蒸汽参数与热效率的变化关系
（a）一次再热汽轮机热效率提高百分数；
（b）二次再热汽轮机热效率提高百分数

为保持最佳的循环效率，再热蒸汽压力与主蒸汽压力应有最佳比值，对于再热温度为 600℃的一次再热机组，主蒸汽压力都在 30MPa（a）以下，再热蒸汽压力取主蒸汽压力的 18%～22%。而对于二次再热机组，由于低压缸末级叶片排汽湿度与二次再热压力有关，为避免低压缸末级叶片进入湿度小于 4%的过渡区，不宜选取过低的二次再热压力。因此，一次再热压力取主蒸汽压力的 28%～32%，二次再热压力取一次再热压力的 28%～32%。

四、再热次数

为了提高大容量机组的经济性，通常采用中间再热的办法提高热力循环的平均吸热温度。采用中间再热，还可以减小低压缸末级叶片的排汽湿度，提高汽轮机效率和延长末级叶片寿命。国内外投运的亚临界、超临界和超超临界机组均采用中间再热，通常再热温度与蒸汽初温选在同一水平，也有将再热温度提高到高于蒸汽初温水平的情况。采用二次再热的目的是进一步提高机组的热效率，并满足机组低压缸最终排汽湿度的要求。在所给参数范围内，采用二次再热使机组热经济性得到提高，其相对热耗率改善值为 1.4～1.6 个百分点。

五、回热级数

回热作为一个最普遍，对提高机组和全厂热经济性最有效的手段，被火力发电厂广泛采用（燃气–蒸汽联合循环汽轮机除外）。回热系统既是汽轮机热力系统的基础，也是电厂热力系统的核心。回热原则性热力系统的拟定，是继蒸汽参数、机组类型后又一个影响机组热经济性的重要方面。从理论上讲，回热级数越多，理论热效率越高，但导致投资也越高，设备操作越复杂，机组可靠性也越差。实际情况下，回热级数需结合汽轮机热耗、汽轮机进口蒸汽参数、汽轮机抽汽口的布置、汽轮机冷端实际情况等因素综合考虑，通过技术经济比较合理选择。

国内外 300MW 及以上的亚临界、超临界、超超临界机组普遍采用 8 级抽汽回热系统，是技术经济平衡较优的配置。研究表明，给水加热级数由 8 级增加到 9 级，汽轮机的热耗率可降低约 10kJ/kWh，若给水回热级数进一步提高到 10 级，汽轮机的热耗率可比 9 级回热降低约 20kJ/kWh。

六、汽轮机非正常运行工况特性

（一）汽轮机的负荷特性

汽轮机是按确定的进汽参数和排汽参数、一定的转速与功率设计的。汽轮机在这些设计参数下运行称为汽轮机的设计工况。汽轮机在实际运行中，汽轮机有可能处于变工况运行状态。例如，汽轮机的进汽量和理想焓降变化，则各回热抽汽点上的抽汽量与参数也变化，以至于汽轮机的相对内效率等也会变化。参数的变化还会使汽轮机各零部件的受力状态也跟着变化。这些变化可称为汽轮机的负荷特性。

理论研究与实验证明，当通流部分结构尺寸都不变时，级组前、后的蒸汽参数与其流量满足费留盖尔

公式

$$\frac{q_{0n}}{q_0}=\sqrt{\frac{(p_{0n}^2-p_{en}^2)T_0}{(p_0^2-p_e^2)T_{0n}}} \tag{2-1}$$

式中 q_0、p_0、p_e、T_0——原工况下通过每一级组的蒸汽流量、级组前蒸汽压力、级组后蒸汽压力和级组前蒸汽热力学温度；

q_{0n}、p_{0n}、p_{en}、T_{0n}——新工况下通过该级的蒸汽流量、级组前蒸汽压力、级组后蒸汽压力和级组前蒸汽热力学温度。

实际应用中，对仅带回热抽汽的凝汽式机组，虽然抽汽使级间流量有所改变，但回热抽汽只供加热本机凝结水用，抽汽量相对于总进汽量所占份额很小，也可将回热抽汽前后级视为同一级组；对滑压运行的机组或定压运行机组工况变化范围不大时，进汽温度可视为不变；对于凝汽式机组，若级组中包括末级在内，因排汽压力较低，p_e^2 和 p_0^2 相比很小，故其影响可忽略不计。

这样，费留盖尔公式可以进一步简化为

$$\frac{q_{0n}}{q_0}=\frac{p_{0n}}{p_0} \tag{2-2}$$

利用费留盖尔简化公式，根据级组前、后蒸汽参数与流量，可以分析机组变工况运行的特性，例如：

（1）根据汽轮机进汽量的变化，可以推算各级的压差和比焓降，从而计算出相应的功率、效率和零部件的受力情况。

（2）利用调节级后蒸汽压力作为测量蒸汽流量的信号或机组功率的信号，可以不在主蒸汽管道上装设流量测量装置，而用调节级后蒸汽压力来推算主蒸汽流量。其精度可满足机组正常运行的需要。

（3）利用抽汽点压力变化监视通流部分运行是否正常。当蒸汽流量没有改变，而抽汽点压力与以往的数据有异常时，可帮助判断通流部分是否因损坏、结垢或腐蚀等产生变化。

（二）非正常工况运行对安全的影响

运行中汽轮发电机组所承担的负荷会有各种变化，如锅炉调节系统失灵会引起蒸汽初参数变化；凝汽器故障等引起汽轮机排汽压力变化。这些变化轻则影响机组的效率，重则危及机组的安全运行。

1. 主蒸汽超压

主蒸汽压力超过额定值，将会产生以下不利情况：初压升高，会使主蒸汽管道、主汽阀、调节汽阀、导管及汽缸等承压部件内部应力增大；若调节汽阀开度不变，压力增大导致蒸汽比体积减小，使主蒸汽质量流量增大；叶片前后压差增大，使叶片受力增大，蒸汽流量增大时会使末级焓降增大得最多，而叶片的受力正比于流量和焓降之积，故对末级叶片的运行安全性可能带来危险；由于各级叶片的压力比都增加，累计起来将使轴向推力增大。所以，机组在运行中主蒸汽压力不应超过制造厂所提供的上限值（一般应不大于 105%额定值）。

2. 超温和骤冷

（1）超温是指主蒸汽、再热蒸汽温度超过额定值。此时锅炉过热器和再热器、主蒸汽管道和再热蒸汽管道、主汽阀和调节汽阀、导管及汽缸等承压部件的实际应力将增加，许用应力水平降低；高温管道还有蠕变问题；长期汽温过高将使钢材塑性变形过大，从而发生螺栓变长、法兰内开口、预紧力变小等问题。由于温度对金属寿命的影响是渐进的，所以超温的规定需考虑时间因素。考虑机组运行寿命，制造厂和规范对蒸汽温度超温有具体的要求，例如，全年平均运行汽温不得超过额定值；瞬间超温值为 10℃时，连续运行时间不得超过 30min；超温 14℃的全年积累运行时间应少于 400h；超温 28℃的全年积累运行时间应少于 80h 等。

（2）骤冷是指主蒸汽、再热蒸汽温度下降过快，也称为汽轮机的水冲击。汽温迅速降低将使汽轮机中膨胀做功的蒸汽湿度大增，蒸汽中夹带的水滴流速很慢，水珠轴向打击动叶进口边叶背，使轴向推力增大，从而使推力瓦块温度升高，轴向位移增大，甚至威胁机组安全。对凝汽式机组，迅速降低负荷是降低轴向推力的有效措施。有的制造厂规定汽温突降 50℃时，应紧急停机。

3. 真空恶化

真空恶化是指排汽压力过高。当排汽压力过高时，排汽温度大幅度升高，使排汽室的膨胀量增大，低压转子的中心线上翘，从而引起机组强烈振动；对于凝汽器，换热管与外壳的相对膨胀差增大，引起换热管胀口松动，造成循环冷却水漏入凝结水侧，使凝结水的水质恶化；排汽压力过高还使末级叶片的容积流量减少，容易诱发末级叶片颤振。为确保机组安全运行，机组在运行中一般限制其排汽温度不超过 80℃。为了防止排汽温度超过允许值，大中型汽轮机常在排汽缸中设置喷水减温装置。

4. 小容积流量工况

汽轮机负荷大幅度下降，如只带厂用电工况及空载运行，蒸汽流量将大大下降。在小容积流量下运行时，汽轮机（特别是大中型汽轮机）的低压缸叶片会振动，应力升高；当叶片的级有效功率为负值时，转子转动机械功转变的热能不能被蒸汽有效地带走，这将影响汽轮机的安全。

5. 高压加热器停用工况

大中型汽轮机的主给水（高压给水）系统一般采用大旁路系统，当其中一台高压加热器因故停用时，给水将旁路掉全部高压加热器，直接进入锅炉。汽轮机的抽汽也相应关闭，通过汽轮机的蒸汽流量比设计工况增加很多。由费留盖尔公式可知，叶片的级压力比随流量的增大而增大，其部件的应力状况有可能超过设计值造成安全隐患。所以应要求制造厂对此工况的应力情况，特别是隔板的强度和变形进行核算。

第二节 本 体 结 构

一、通流部分

（一）概述

静叶栅和动叶栅构成了汽轮机通流部分的“级”。对于大功率汽轮机，蒸汽的内能转变为转子机械能的过程是在静叶栅和动叶栅所构成的通道内进行的。动叶片安装在转子叶轮（冲动式汽轮机）或转鼓（反动式汽轮机）上，承受静叶栅射出的高速气流产生的冲击力（反动式汽轮机中还承受蒸汽膨胀的反作用力），推动转子旋转，将蒸汽的动能转换成转子的机械能。静叶片安装在隔板或持环上，在静叶栅中蒸汽的压力和温度降低，流速增加，蒸汽的热能转换为动能。

叶片一般由叶根、叶型（工作部分）、叶顶（包括围带、拉筋等连接件）组成，如图 2-2 所示。

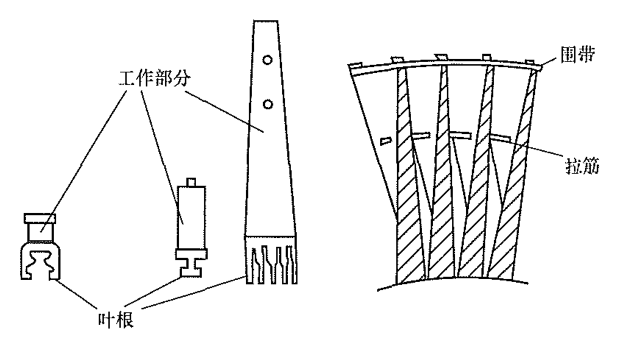


图 2-2 叶片结构

1. 叶根部分

叶片通过叶根与叶轮或转鼓连接，叶根的作用是将动叶片固定在叶轮轮缘或转鼓凸缘的沟槽里。叶根与叶轮或转鼓的连接结构是否适当，关乎叶片在离心力和汽流的作用力下是否会从沟槽中被甩出来，因此叶根对叶片的安全运行起着至关重要的作用。随着叶片高度和重量的增加，叶根受力增大，应当相应增加叶根支撑面的数目。汽轮机常用的叶根结构有倒 T 形、外包倒 T 形、双倒 T 形、菌形、叉形、枞树形等。

2. 叶型部分

叶型是指叶片的工作部分的横截面形状，相邻叶片的叶型部分构成蒸汽流动的通道。根据工作原理不同，级分为冲动级和反动级两种。冲动级动叶流道截面面积沿流线变化不大，进出口压差不大，蒸汽在动叶栅中只有少量膨胀。反动级动叶流道截面面积沿流线渐缩，进出口压差大，蒸汽在动叶栅中的膨胀程度和静叶栅相当。按叶型沿叶高是否变化，可以把叶片分为等截面叶片、变截面叶片和扭叶片。等截面叶片的叶型不随叶高变化；变截面叶片的叶型沿叶高按一定规律变化；扭叶片各横截面沿叶高逐渐扭转一定的角度。

3. 叶顶部分

为了使动叶片之间形成良好的流道，降低漏气损失，提高叶栅刚度，改善频率特性，叶片的叶顶上通常装有围带或拉筋，将动叶片连成叶片组。将围带和叶片制成一个整体部件，叶片装好后叶顶互相靠紧形成一圈围带，称为整体围带。整体围带一般用于短叶片。将厚度为 3～5mm 的扁平钢带铆接在叶片顶部，称为铆接围带。铆接围带结构的叶顶需做出铆头以备铆接。拉筋一般是采用直径为 6～12mm 的金属管穿在叶身的拉筋孔中，拉筋处在汽流通道中间，易影响级内汽流流动。

叶片的工作条件很复杂，除因高速旋转和汽流冲击承受较高的应力外，从高压缸到低压缸，叶片分别处在过热蒸汽区。两相过渡区和湿蒸汽区，还承受着高温、高压和冲蚀作用。为确保蒸汽在每一级内安全高效地把内能转变为转子的机械能，叶片的结构、材料、加工、装备等方面必须给予高度的重视。

（二）上海电气电站设备有限公司上海汽轮机厂（简称上汽）超超临界机组通流部分的结构特点

1. 高、中压第一级斜置静叶片

在高、中压缸径向进汽通道向轴向叶片级转折过程中配置了斜置静叶片，反动度低（约为 20%），增加了静叶片的焓降，可降低第一级动叶片和转子的工作温度；切向进汽，结构紧凑，漏气损失较小；全周进汽，无附加汽隙激振力。

2. 小直径，多级数，全三维变反动度叶片级

采用小直径转子，多叶片级数，除最末三级外，全部叶片采用全三维-弯扭的叶片成型技术，整个通流部分按最佳汽流特性决定各级的反动度（变化范围为 30%～50%）。

3. T 形叶根，整体围带，弯扭静叶片隔板

除末级外，全部叶片采用带 T 形叶根的整体围带结构，预扭安装，使单个叶片成为整圈连接。低压缸末两级采用带前倾的弯扭静叶片。

4. 空心叶片，表面硬化，大轴向间隙

低压缸末级及次末级叶片设有除湿用疏水口；末级静叶片采用空心结构，根据湿蒸汽的状况，采用静叶片内通入上游的高温蒸汽进行加热或者与排汽相连抽汽的结构形式以降低静叶片出口蒸汽湿度；末级动叶片进汽端采用激光表面硬化防冲蚀技术和叶片表面喷丸技术，提高材料的抗疲劳强度和抗应力腐蚀能力；增大动、静叶片轴向间隙，防水滴冲蚀。

（三）东方汽轮机厂有限责任公司（简称东汽）超超临界机组通流部分的结构特点

东汽开发了以 DAPL 为代表的冲动式动、静叶片型线系列和以 DAPH 为代表的反动式动、静叶片型线系列，秉承"小焓降、多级次、低根径、大相对叶高"的设计理念，实现整缸焓降的优化分配，叶片采用混合加载流型、可控涡设计的优化技术，最大限度地降低二次流损失，以适应高参数、大功率超超临界汽轮机的设计需要。

1. 末级叶片

东汽生产的系列湿冷和空冷机组末级叶片见图 2-3 和图 2-4。为积极有效地防范末级叶片水蚀，采取的主要措施有：

（1）适当加大动叶片和静叶片的轴向距离，让水滴充分雾化，降低水滴的冲击压力，从而有效降低水蚀。

（2）末级导叶采用空心导叶，在湿度大的位置开设抽吸孔，隔板外环设置捕水室，除去部分水滴，保证水蒸气具有足够的干度。

（3）优化末级流场，提高根部反动度，避免在低负荷时动叶根部出现倒流引起根部冲刷。

（4）末级动叶顶部采用高频淬火强化技术，提高叶片抗水蚀能力。

（5）汽轮机低压段设有足够的疏水口。

（6）末级空心导叶加热除湿技术。从低压前面级次抽汽回路中截取一股过热蒸汽，通入末级空心导叶中，加热叶片表面，使得叶片表面水滴蒸发或尺寸减小，从而减小静叶片出口蒸汽湿度。

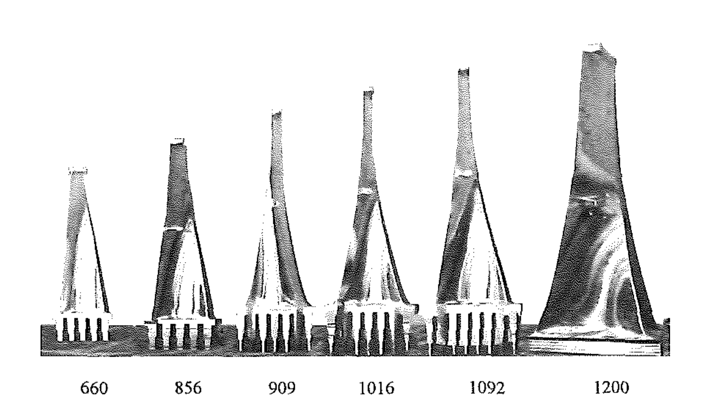


图 2-3　东汽典型湿冷末级叶片系列

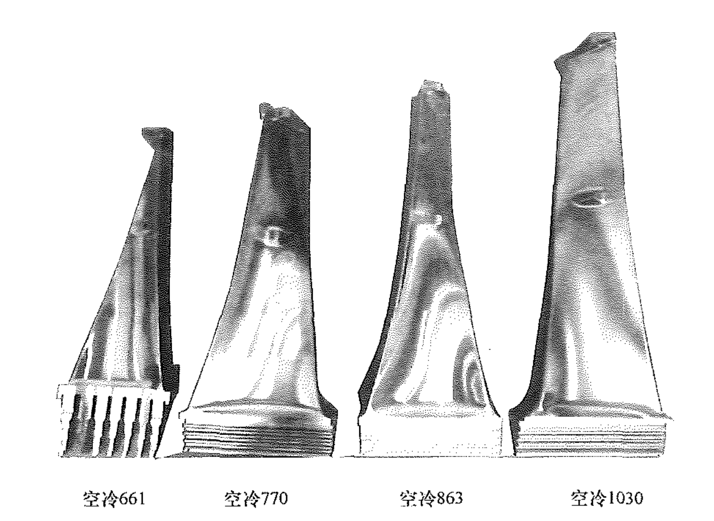


图 2-4　东汽典型空冷末级叶片系列

2. 调节级

东汽开发了一系列的高安全性、高经济性的调节级叶片，如亚临界 600MW 自带冠优化成圈调节级、超临界 350MW 自带冠优化成圈调节级及超临界 600MW 自带冠优化成圈调节级。自带冠优化成圈调节级都采用叉形叶根、穿心销、围带顶部采用城墙齿并预扭成圈的结构，具有气动性能优、承载力强、振动特性优良的特点。调节级叶片结构如图 2-5 所示。

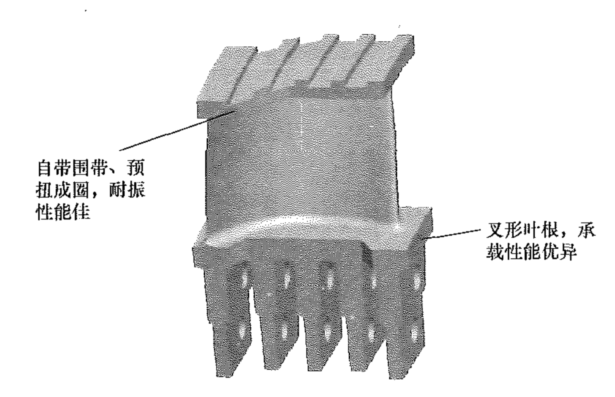


图 2-5　东汽自带冠优化调节级动叶片结构示意图

自带冠动叶片具有结构先进、可靠及良好的经济性等优点，已经成为汽轮机动叶片围带的主导结构形式。东汽开发出两个系列的自带冠动叶片，即预扭成圈自带冠动叶片和阻尼自带冠动叶片。预扭成圈自带冠动叶片采用菱形、Z 形或 V 形围带结构，安装时预扭，利用叶片扭转恢复特性，使叶片在工作转速下形成整圈连接结构，从而产生一定的连接刚度，加大结构阻尼，有利于减小振动应力，见图 2-6。阻尼自带冠动叶片采用阻尼片、阻尼斜块或半圆阻尼块结构形式，把叶片设计成有足够阻尼的自由叶片，使叶片在工作转速下形成动态阻尼，实现阻尼减振效果，其振动特性为有阻尼的自由叶片，见图 2-7。

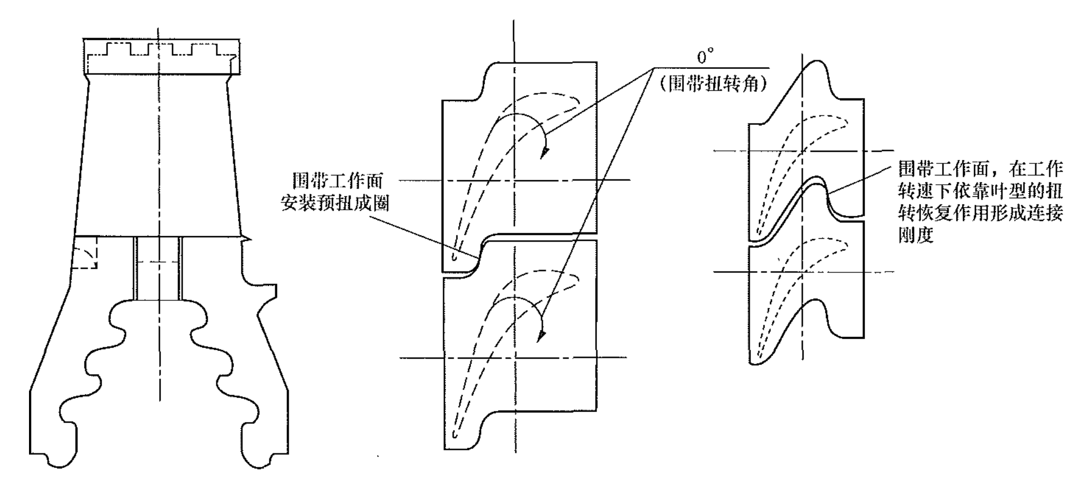


图 2-6 东汽 Z 形、V 形扭转成圈围带示意图

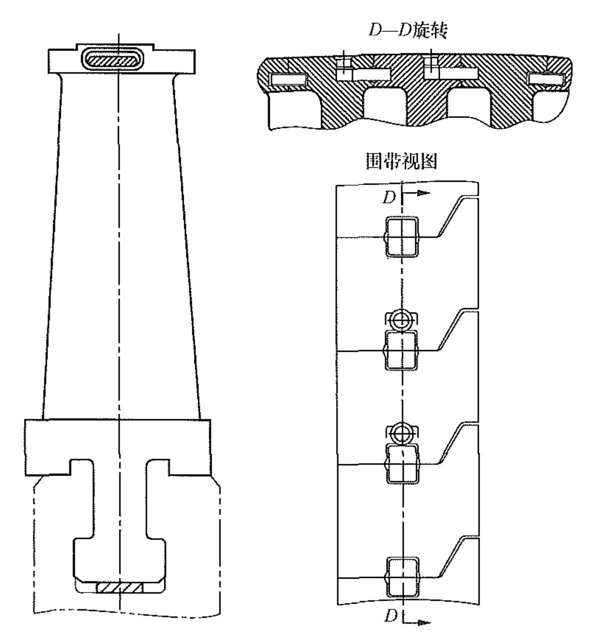


图 2-7 东汽自带阻尼围带结构

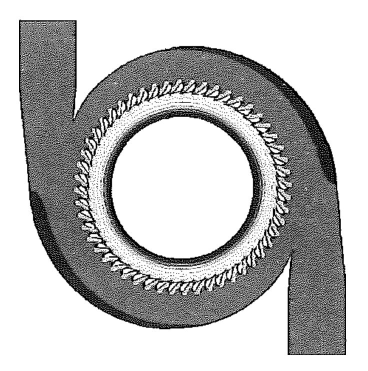


图 2-8 哈汽高压缸 2×180° 切向蜗壳压力分布图

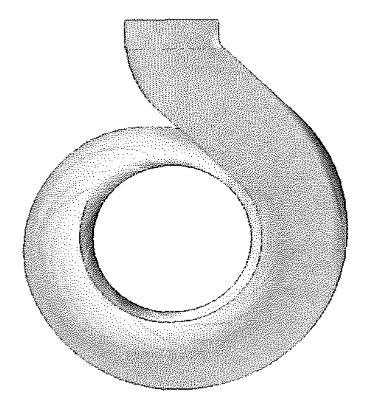


图 2-9 哈汽低压 360° 进汽蜗壳流速分布图

（四）哈尔滨汽轮机厂有限责任公司（简称哈汽）超超临界机组通流部分的结构特点

1. 切向蜗壳进汽

高压缸采用 2×180° 切向蜗壳进汽技术，低压缸采用 360° 蜗壳进汽技术，如图 2-8 和图 2-9 所示。蜗壳进汽结构中的蒸汽能以“旋流”方式进入汽轮机，横置静叶片除了对蒸汽进行膨胀加速外，还能对蒸汽起到整流的作用，能减小进汽腔室的流动损失，减小第一级静叶片进口参数的切向不均匀性。蒸汽在速度和方向不发生骤变的情况下流入静叶栅，允许提高蒸汽流速，并且提高动能转换效率。

蜗壳总压损失系数大约为 0.15%。分析流动情况，汽流在蜗壳内逐渐膨胀加速，压力逐渐降低，变化均匀，压力等值线几乎与流线方向垂直。由图 2-8 和图 2-9 可知，由于切向进汽，汽流在离心力作用下，形成了蜗壳外侧压力高，内侧压力低，但切向非常均匀，压力等值线几乎是同心圆。

2. 横置静叶片

汽轮机的高压缸第一级导叶和低压缸第一级导叶均采用横置静叶片技术，以配合切向蜗壳进汽结构，如图 2-10 和 2-11 所示。同时第一级叶片采用了低反动度大焓降叶片级，能够将第一级静叶片后温度降低约 20℃，从而降低第一级叶轮和转子表面的温度，为高温转子提供有力的工作条件。

轴向布置的第一级静叶片，能避免大功率超超临界汽轮机调节级的强度及机组运行的可靠性问题，同时提高第一级静叶片的级效率和部分负荷的经济性。此进汽模式避免了汽隙激振问题，使第一级动、静叶片的最大荷载大幅度下降，有效解决了单流程第一级叶片的强度设计问题。

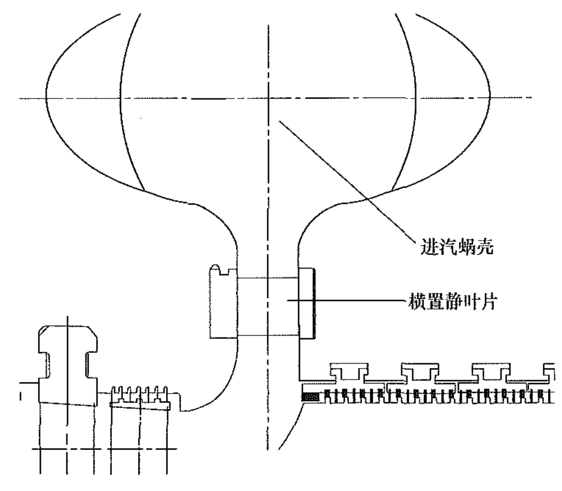


图 2-10　哈汽高压缸第一级横置静叶片

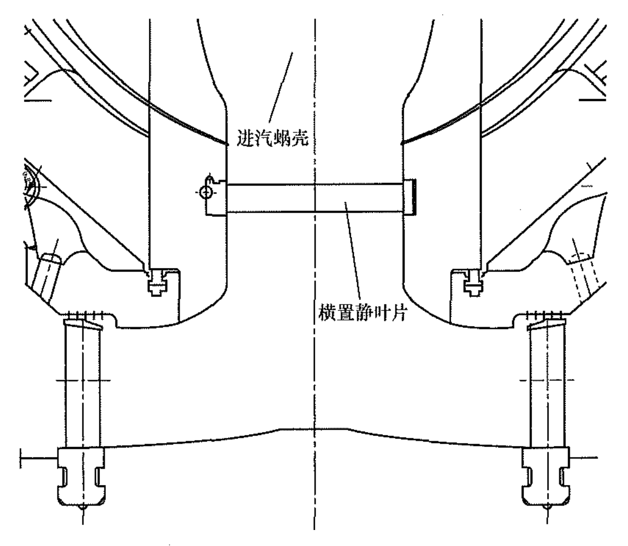


图 2-11　哈汽低压缸第一级横置静叶片

3. 多级数反动式通流

为了最大程度地提高汽轮机效率，超超临界汽轮机采用多级数反动式通流技术，其特点是级数多、各级焓降小、叶型损失小、叶型宽度小；同时采用预扭装配式技术，其特点是无焊接及热处理变形，精度高，如图 2-12 所示。高效的后加载叶型，端部二次流明显减弱，叶型攻角适应范围广，提高了机组变负荷运行经济性。实践证明，与 100%负荷工况相比，60%负荷工况下级效率仅下降约 0.3%。

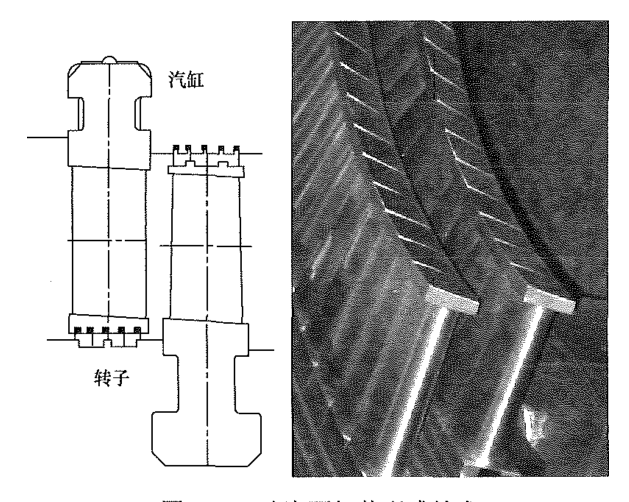


图 2-12　哈汽预扭装配式技术

4. 1200mm 等级钢制末级动叶片

哈汽 1200mm 等级钢制末级动叶片如图 2-13 所示。1200mm 等级钢制末级动叶片具有低成本、高性能的优势，设定的目标机型是 300～1300MW 燃煤机组和 100～500MW 联合循环机组。通过减薄叶型厚度，同时实现了减轻叶片重量和提高空气动力学性能等目标；采用圆弧枞树形叶根和具有高减振能力的整圈连接式整体围带，以及阻尼凸台等结构都有效地保证了叶片的安全性。

在叶片材料方面，以具有良好耐腐蚀和耐侵蚀性并拥有丰富运行业绩的 15Cr 不锈钢为基础，优化其成分，改进热处理规范，从而抑制叶片对应力腐蚀裂纹的敏感性，提高叶片强度和材料硬度。

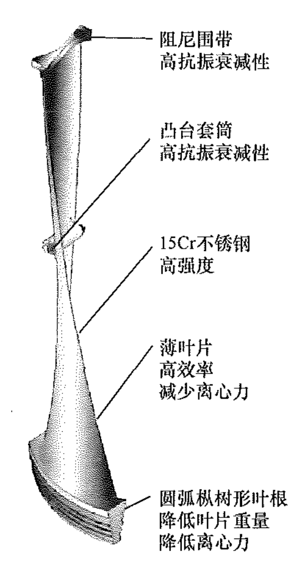


图 2-13　哈汽 1200mm 等级钢制末级动叶片

二、汽缸

(一) 概述

汽缸是汽轮机的外壳，其作用是将汽轮机的通流部分与大气隔开，以形成蒸汽热能转换为机械能的封闭汽室。汽缸内部支撑固定有喷嘴（静叶片）、隔板（静叶环）、隔板套（静叶持环）、汽封等静止部件。汽缸外部还连接有进汽、排汽、回热抽汽、疏水等管道等。

为了便于制造、安装和检修，汽缸一般沿水平中分面分为上、下两个半缸，转子从其纵向中心贯穿而过。上、下半缸通过水平法兰用螺栓装配紧固，也有用钢环将上、下半缸紧箍成一体的结构形式。为了合理利用材料及加工、运输方便，汽缸也常以垂直接合面分为两段或三段，各段通过法兰螺栓连接紧固。

根据汽轮机的型式、容量、蒸汽参数，以及是否

采用中间再热及制造厂的制造方法、工艺水平等，汽缸有多种结构形式。例如，根据进汽参数的不同，可分为高压缸、中压缸和低压缸；按每个汽缸的内部层次可分为单层缸、双层缸和三层缸；按通流部分在汽缸内的布置方式可分为顺向布置、反向布置和对称分流布置；按汽缸形状可分为有水平接合面的或无水平接合面的圆筒形、圆锥形、阶梯圆筒形或球形等。

大容量中间再热式汽轮机一般采用多缸，汽缸数目取决于机组的容量和单个低压汽缸所能达到的通流能力。由于蒸汽参数较高，为了使汽缸壁能设计得较薄，以便提高制造质量和减小汽缸体的热惯性和热应力，高、中压缸大多采用双层缸结构。内缸用猫爪支撑于外缸内，并用定位键和导向键来定位和导向。内缸包容着喷嘴、隔板套、隔板及相应的定位、导向零件。有的制造厂在汽缸的高温区段内外缸夹层内还设有遮热薄筒，以减少内缸对外缸的热辐射，减小内缸及外缸的内外壁面温差，热应力也相应减小。

汽缸工作时受力情况复杂，它除了承受缸内外气体的压差及汽缸本身和内部各零部件的重量等静荷载外，还要承受蒸汽流出静叶片时对静止部分的反作用力，以及各种连接管道冷热状态下，对汽缸的作用力及沿汽缸轴向、径向温度分布不均匀所引起的热应力。特别是在快速启动、停机和工况变化时，温度变化大，将在汽缸和法兰中产生很大的热应力和热变形。在进行汽缸结构设计时，汽缸壁必须具有一定的厚度，以满足强度和刚度的要求。汽缸的形体设计应力求减小热应力和应力集中；还要保持静止部分同转动部分处于同心状态，并保持合理的间隙。汽缸壁的厚度应均匀，避免因厚度和结构突变引起刚度突变。汽缸中分面法兰应尽量向汽缸中心线靠近，并使用窄法兰，减小中分面处的金属质量集中，这样可避免产生太大的应力，也可减小汽缸因变形不均匀而发生翘曲。

进入汽缸的蒸汽回路，对汽缸的热膨胀和热应力也有较大的影响，因此设计时应注意汽流回路的合理布置。例如，设置用于内、外缸夹层加热的蒸汽通道，以便汽轮机启动时有足够的蒸汽量预热内、外缸，使汽缸的热膨胀较快地趋于均匀；配汽设计中，注意各喷嘴组的进汽次序和进汽量，使启动时汽缸得到均匀加热；避免将较低温度的抽汽从较高温度的汽缸区段引出等。有的制造厂将调节级和压力级反向布置，调节级后的蒸汽可以更均匀地加热内缸。

汽缸的进汽、排汽、抽汽等管道，不应集中于汽缸的某一区段，因为汽缸局部金属质量过分集中，可能使铸造过程中的残余应力难以完全消除，造成热态情况下汽缸变形。这种意外的热态变形将导致汽缸翘曲，或汽缸中分面泄漏。对于高、中压缸合缸的机组，更容易发生这种情况。

汽缸的支撑、定位、导向结构，对汽轮机组安全性有较大影响。汽缸内部的喷嘴组和隔板在将汽流的内能转换为动能的同时，受到汽流极大的反作用力，这种力将由支撑或定位元件传递到内缸和外缸。定位、导向结构的设置，要保证汽缸由冷态到热态的纵向、横向膨胀不受阻碍且不影响对中。支撑结构的设置，要保证上下膨胀不影响汽缸、转子、轴承的对中。对于高、中压缸，应用较多的支撑方式是采用支撑面与中分面重叠的上猫爪支撑结构。

汽轮机运行中，不允许汽缸内有任何积水，否则容易造成汽缸温差增大，引起汽缸翘曲变形，动、静部分磨碰，严重的会损坏汽轮机转子。因此，汽缸的疏水设施应有足够的通流面积，并避免无法疏水的洼窝结构等。汽缸还应备有防进水设施，防止水从任何与其连接的管道进入汽缸。

（二）上汽超超临界机组汽缸的结构特点

上汽 1000MW 超超临界汽轮机为反动式四缸四排汽轮机型，1 个单流式高压缸、1 个双流式中压缸、2 个双流式低压缸。

1. 高压缸

采用单流程圆筒形 H30 高压缸，为双层缸结构，如图 2-14 所示。

高压缸内没有调节级，采用全周进汽＋补气阀实现定一滑一定运行模式。高压外缸为圆筒形，没有水平中分面，沿轴向的前后缸通过轴向螺栓连接，汽缸壁厚能做到沿圆周方向一致，而轴向可以根据工作温度的不同采用不同的材料。高压内缸由垂直中分面分为两半，静叶片直接安装于内缸内壁的环形槽道内。

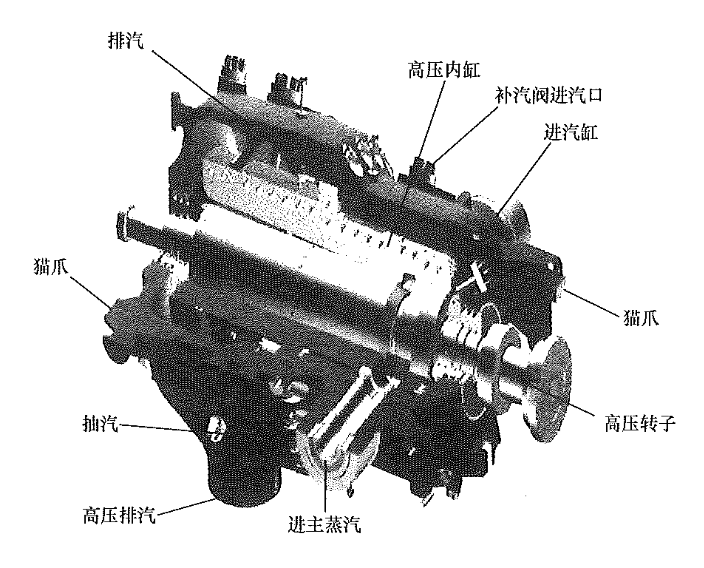


图 2-14 上汽 1000MW 超超临界汽轮机高压缸结构示意图

2. 中压缸

采用双流式中压缸，为双层缸结构，如图 2-15 所示。

中压内、外缸均为水平中分面，中压外缸通过猫爪搭在轴承座上，静叶片直接安装于内缸。两个进汽

口位于中压缸侧面，排汽口位于汽缸中间顶部，与中低压连通管相接。中压高温进汽仅局限于内缸的进汽部分，且采取切向涡流冷却技术，降低中压转子的温度。中压外缸只承受中压排汽的较低压力和较低温度。

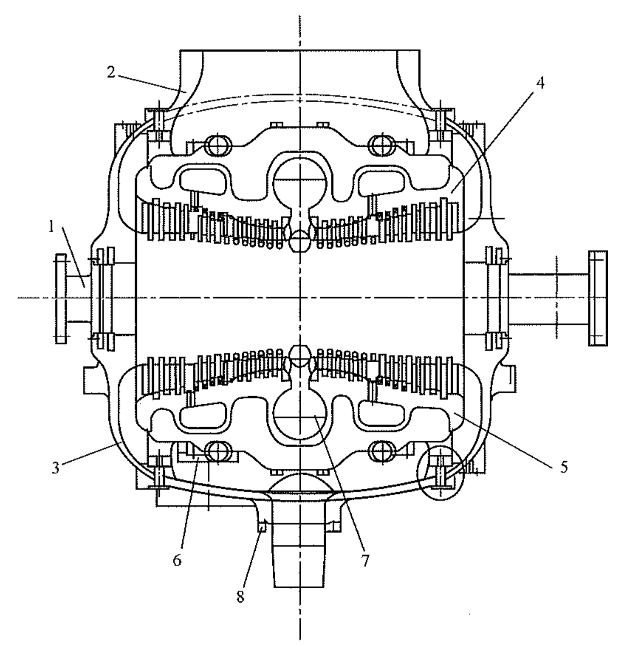


图 2-15 上汽 1000MW 超超临界汽轮机中压缸结构示意图
1—汽轮机转子；2—上半外缸；3—下半外缸；4—内缸顶部；5—内缸底部；6—抽汽；7—进汽；8—抽汽法兰

3. 低压缸

采用双流式低压缸，如图 2-16 所示。

外缸与轴承座分离，直接支撑在凝汽器上。内缸在中分面下方前后各伸出 2 个猫爪，通过轴承座支撑整个内缸、持环和静叶片重量，并以推拉装置与中压外缸相连，以保证机组膨胀时的动、静部分间隙。内外缸通过波纹管连接，使低压缸不承受转子重量，且可自由膨胀。

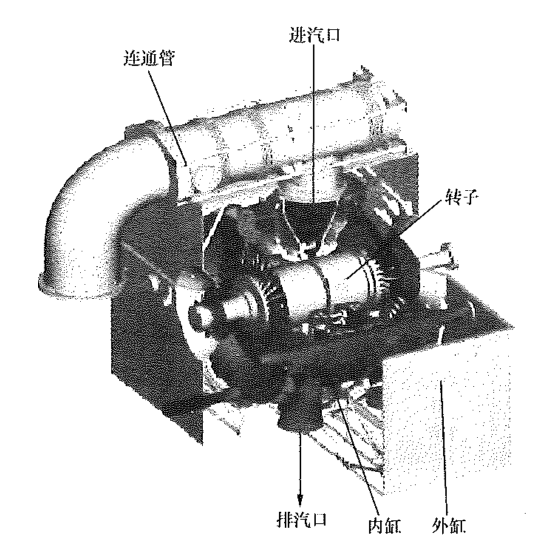


图 2-16 上汽超超临界汽轮机低压缸结构示意图

（三）东汽超超临界机组汽缸的结构特点

1. 一次再热 1000MW 超超临界汽轮机

汽轮机为冲动式，采用一个单流式高压缸、一个分流式中压缸和两个分流式低压缸。

（1）高压缸。高压模块采用双层缸结构，内缸为筒形缸；机组不设调节级，采用节流配汽，阀门支撑在高压缸两侧基础上，采用叠簧支撑，阀门出口直接连接至汽缸上，不设高压导汽管；进汽方式为水平切向进汽；主汽阀、调节汽阀之间设计有补汽阀，以提高机组的宽负荷运行能力；高压共有两段抽汽，第 1 段抽汽布置在高压缸上，第 2 段抽汽布置在再热冷段管道上；高压外缸通过 4 个下猫爪结构支撑在轴承箱上，汽缸上、下半分别设置与轴承箱之间的横键连接结构保持对中，高压内缸采用 4 个猫爪搭在高压外缸上，并设置轴向定位键槽和切向防旋转结构。高压缸结构见图 2-17。

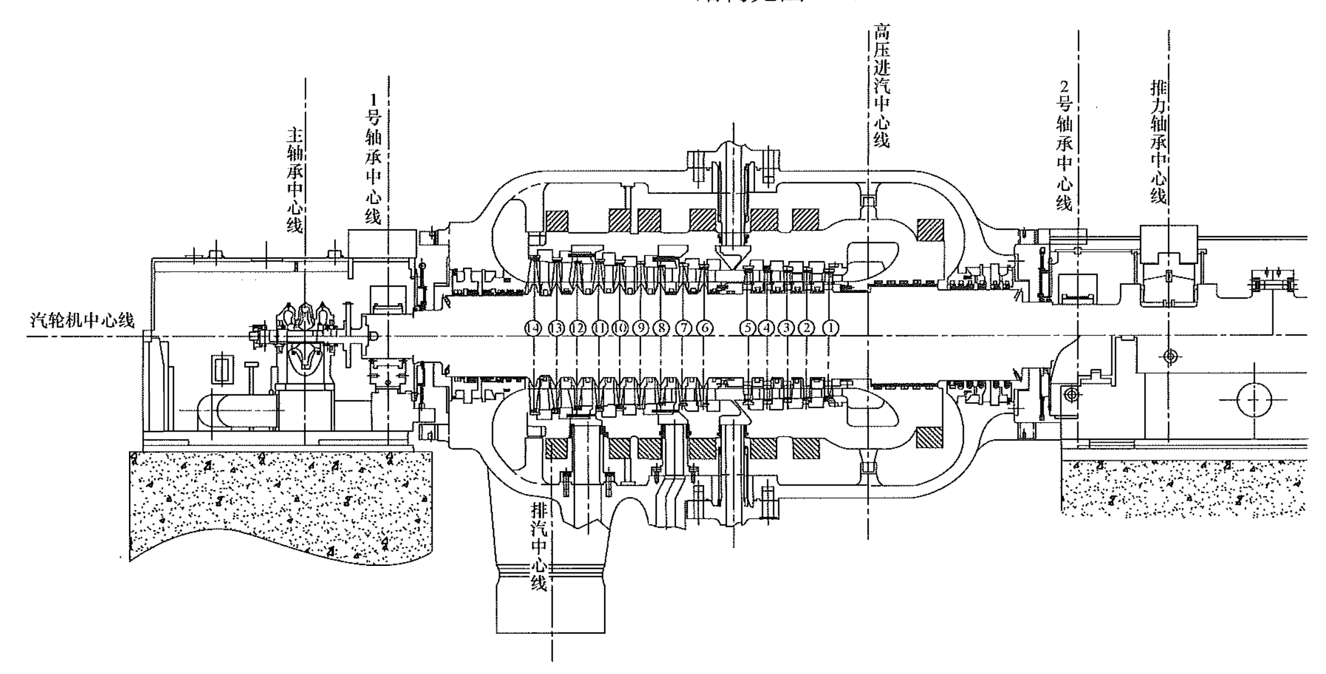


图 2-17 东汽一次再热 1000MW 超超临界汽轮机高压缸结构示意图

（2）中压缸。中压通流部分采用冲动式叶型，为双分流结构，第一级导叶横置；中压进汽腔室型线优化设计，采用水平切向进汽，中压联合进汽阀门布置在中压缸两侧；中压缸采用横置导叶后，叶轮不需设置中压叶轮冷却；中压排汽型线根据已投运的气动效果较好的排汽缸进一步优化设计；中压共三段抽汽，中压内缸采用中压内缸＋隔板套形式。中压外缸通过 4 个下猫爪结构支撑在轴承箱上，汽缸上、下半分别设置与轴承箱之间的横键连接结构保持对中，中压内缸和中压隔板套均采用 4 个猫爪搭在外缸上，并设置轴向定位键槽和切向防旋转结构。中压缸结构见图 2-18。

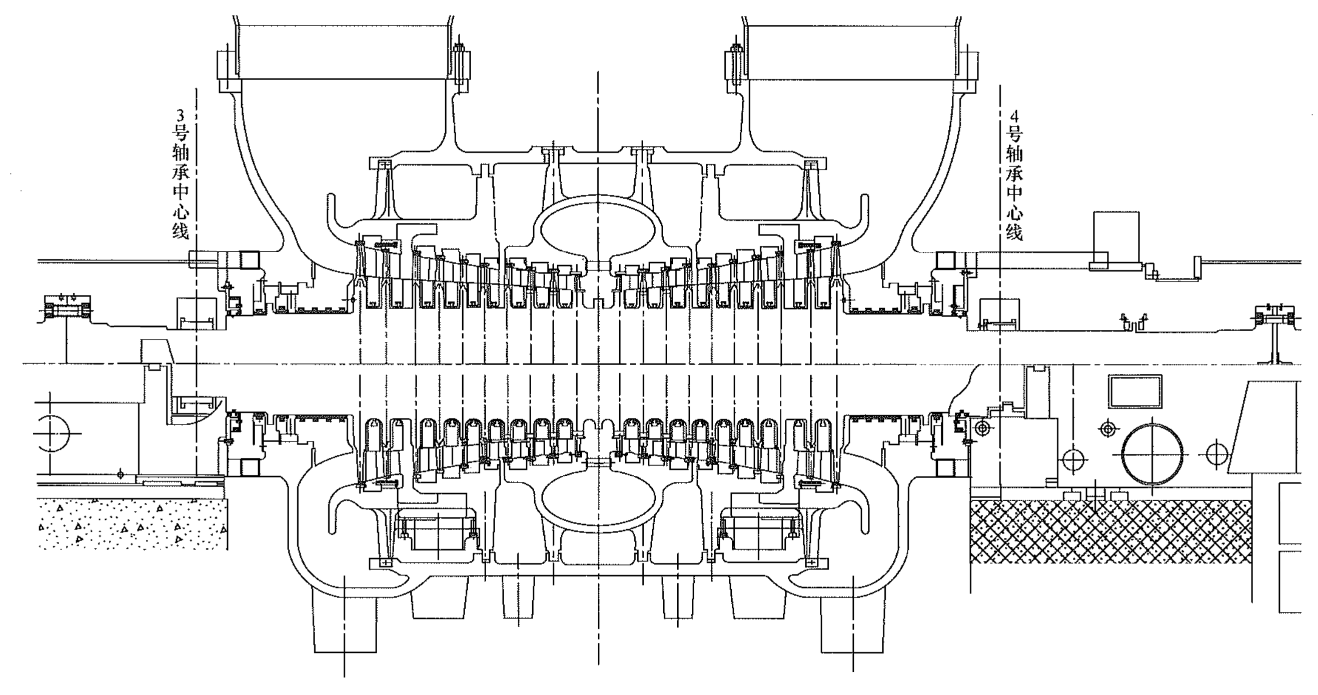


图 2-18　东汽一次再热 1000MW 超超临界汽轮机中压缸结构示意图

（3）低压缸。A、B 低压缸均采用两层缸结构，低压内缸采用整体斜置设计，可有效减少热变形，保证汽缸中分面的密封性，其结构如图 2-19 所示。

低压内缸接合面设计有密封结构，能够减少中分面变形漏汽；低压缸上设有自动控制的喷水系统，当排汽缸温度升高时按要求自动投入，以降低低压缸温度。每个低压缸上半部设置有排汽隔膜阀，当低压缸的内压超过其最大设计安全压力时自动进行危急排汽。低压外缸导流环采用气动优化后的新型排汽型线，拥有良好的背压恢复能力。

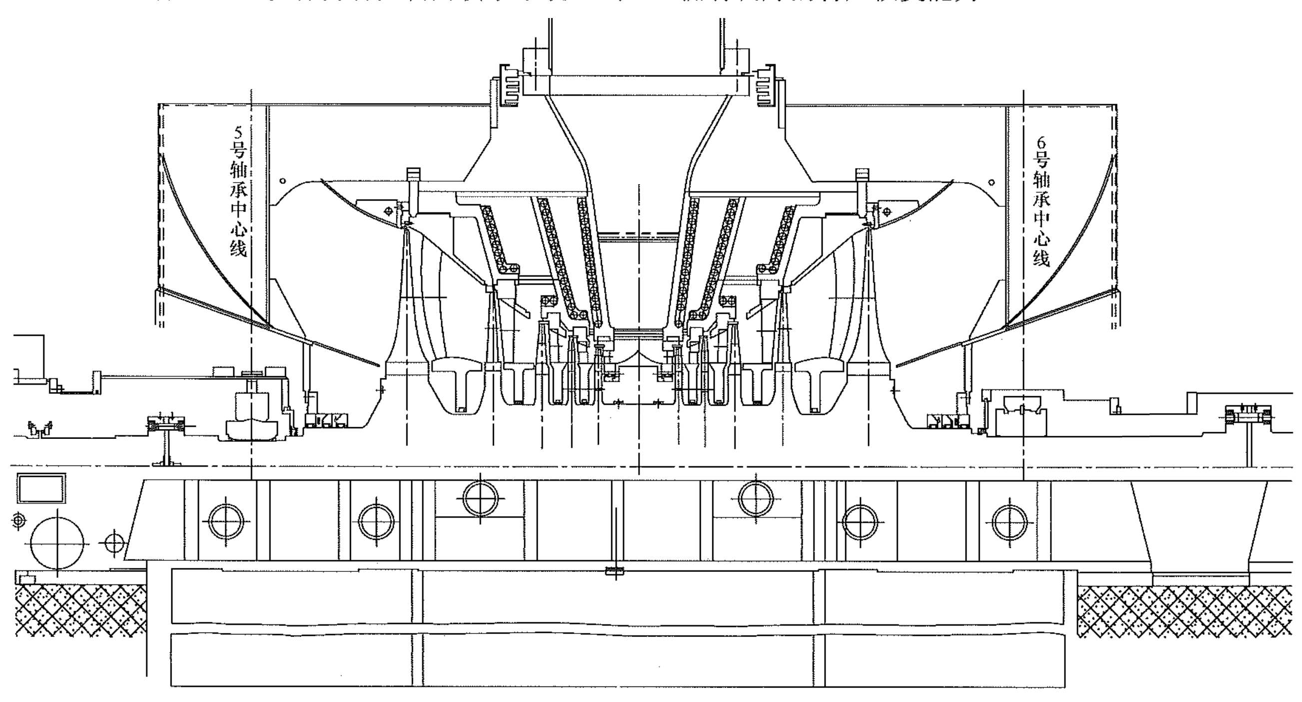


图 2-19　东汽一次再热 1000MW 超超临界汽轮机低压缸结构示意图

2. 二次再热 1000MW 超超临界汽轮机

1000MW 超超临界二次再热汽轮机为单轴、五缸四排汽、湿冷凝汽式汽轮机，超高、高、中压通流部分采用反动式设计，低压通流部分采用冲动式设计。机组依次由一个单流超高压缸、一个单流高压缸、一个双分流中压缸和两个双分流低压缸组成，各汽缸串联、单轴双支撑布置，阀门就近布置于机组两侧。机组总体布置如图 2-20 所示。

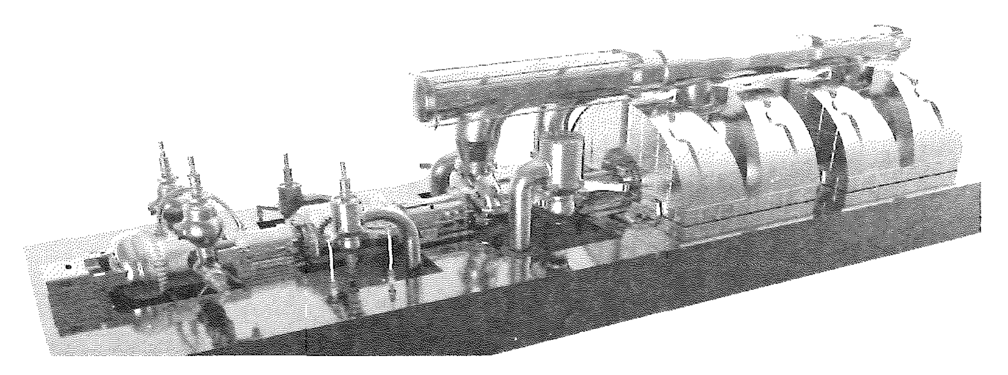


图 2-20 东汽二次再热 1000MW 超超临界汽轮机总体布置

（1）超高压缸。机组超高压模块布置于机头侧，主汽调节阀布置于机组两侧，带有补汽阀，通过上下管道进行补汽，通流部分采用单流程方案。超高压模块具有主蒸汽压力高、温度高、排汽压力高的特点，通过高温材料的选择、结构设计、数值模拟分析来保证其安全可靠性，通过小焓降、多级次、低根径、叶片预扭安装及混合加载流型的设计方案保证机组高效通流。超高压模块纵剖面如图 2-21 所示。超高压内缸采用筒形红套环结构，外缸采用前后半整体筒形汽缸把紧结构，保证机组的安全可靠性，满足长大修周期需求。筒形内缸和筒形外缸如图 2-22 所示。

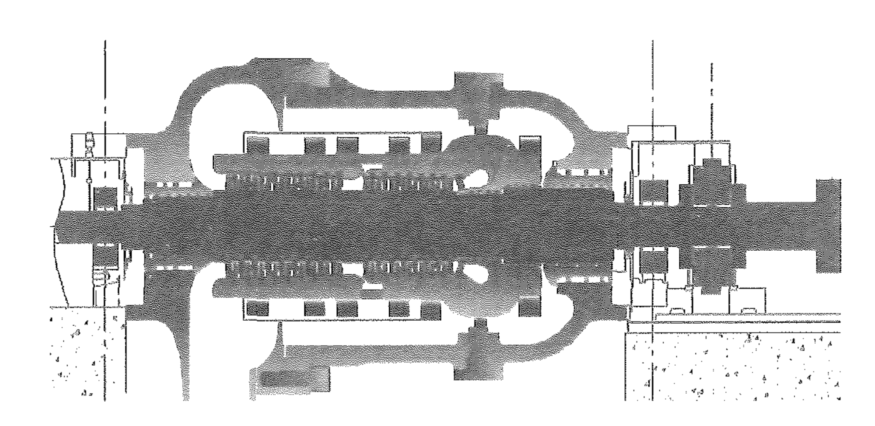


图 2-21 东汽二次再热 1000MW 超超临界汽轮机超高压模块纵剖面图

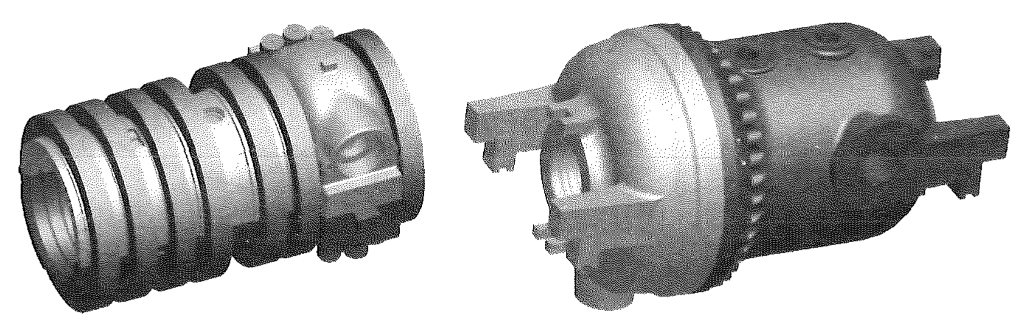


图 2-22 东汽筒形内缸和筒形外缸示意图

（2）高压缸。高压模块采用反动式单流程设计方案。高压缸采用双层缸结构，内缸为筒形缸，阀门支撑在高压缸两侧基础上，采用叠簧支撑，阀门出口直接连接至汽缸上，不设高压导汽管；进汽方式为水平切向进汽；高压外缸通过 4 个下猫爪结构支撑在轴承箱上，汽缸上、下半分别设置与轴承箱之间的横键连接结构保持对中，高压内缸采用 4 个猫爪搭在高压外缸上，并设置轴向定位键槽和切向防旋转结构。高压缸结构如图 2-23 所示。

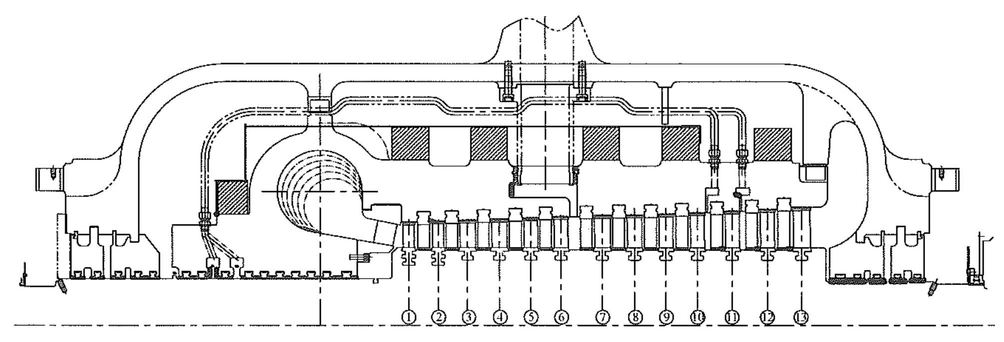
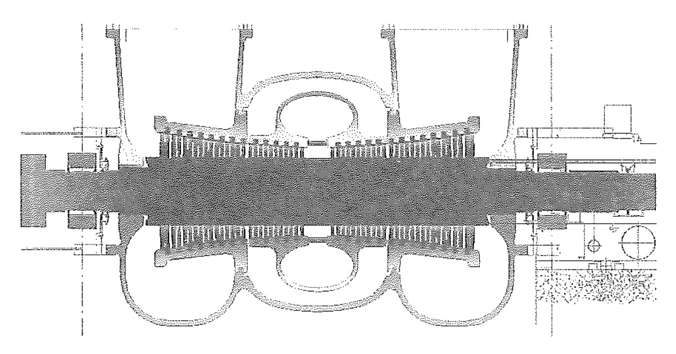
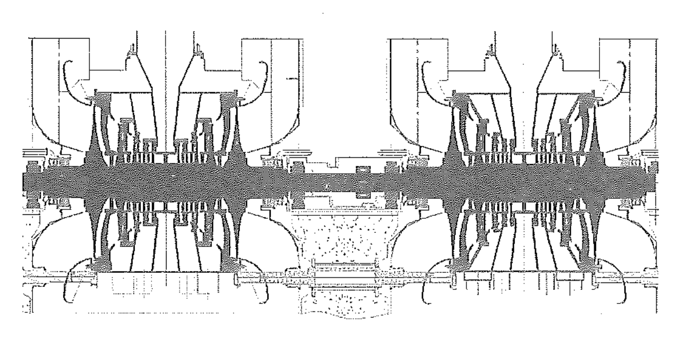


图 2-23 东汽二次再热 1000MW 超超临界汽轮机高压缸结构示意图

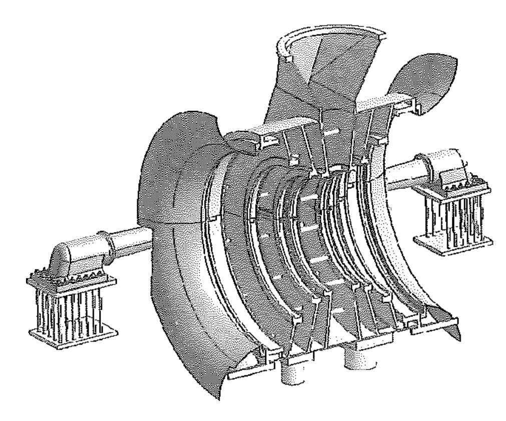
（3）中压缸。中压模块在一次再热中压缸成熟结构设计的基础上予以优化，调整几何尺寸，采用切向进汽技术，采用双层汽缸、双分流反动式通流，转子采用双支撑结构。中压缸模块纵剖面见图 2-24。


图 2-24 东汽二次再热 1000MW 超超临界汽轮机中压缸模块纵剖面图

（4）低压缸。低压模块采用 1450mm 末级叶片的低压模块，由 A、B 两个低压缸组成，低压模块中压排汽通过连通管引入低压缸。每个低压缸为双分流式，通流部分采用冲动式设计，除在原成熟模块基础上优化级匹配、根据流量调整通流外，还采用了大攻角叶型及高效超、跨音速叶型和轴向前掠等先进通流技术。低压缸模块见图 2-25。


图 2-25 东汽二次再热 1000MW 超超临界汽轮机低压缸模块示意图

低压缸采用双层缸结构，轴承箱和低压内缸采用落地结构，内缸采用整体斜置式结构，取消单独进汽室。A、B 低压内缸下半汽轮机侧及电动机侧左、右设 4 处猫爪，分别搭接在通过地脚螺栓固定于基础上的 4 处支撑臂上，其中汽轮机侧猫爪搭接处同时还作为各个低压内缸的膨胀死点。A、B 低压内缸下半汽轮机侧、电动机侧下部中间位置设横向定位臂，与浇铸在基础中的定位杆、调整垫片等共同组成低压内缸的横向膨胀死点。各个支撑臂或定位臂与外缸穿通处采用 U 形波纹管的密封形式。低压内缸见图 2-26。


图 2-26 东汽低压内缸示意图

（四）哈汽超超临界机组汽缸的结构特点

哈汽 1000MW 超超临界汽轮机采用自主研制的先进汽缸模块技术，汽轮机由一个单流程高压缸、一个双分流中压缸和两个相同的双分流低压缸组成，各汽缸串列布置。

1. 高、中压缸

高、中压缸模块如图 2-27 和图 2-28 所示。高压缸的主汽阀和调节阀组成联合阀对称地布置在高压缸两侧，分别与汽缸上、下半刚性连接，并采用弹性支架浮动支撑；再热主汽阀和调节阀组成联合阀对称地布置在中压缸两侧，与中压缸刚性焊接，在中压阀门与基础之间采用弹簧支撑承担阀门重量的一部分。高、中压阀门布置如图 2-29 和图 2-30 所示。这样设置的汽缸形式既能提高各缸的效率，又能有效缩短机组轴向尺寸、控制末级叶片长度和减小转子轴向推力。两个汽缸均采用了内、外双层缸结构，高、中压缸采用双层缸结构可以改善汽缸的应力分布，提高机组对负荷变化的适应性；高压内缸采用圆筒形结构加红套环密封技术，保证高压内缸在长期高参数运行下的强度和密封性。高、中压缸结构如图 2-31 和图 2-32 所示。

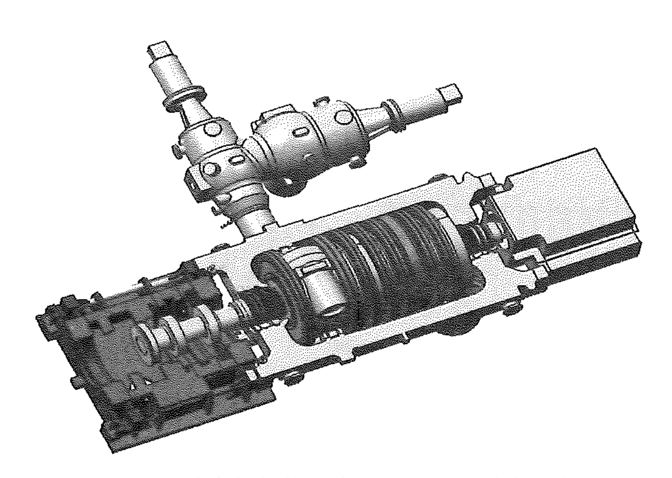


图 2-27　哈汽超超临界汽轮机高压缸模块示意图

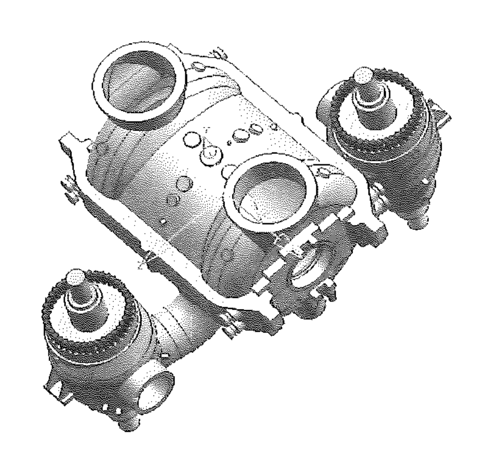


图 2-28　哈汽超超临界汽轮机中压缸模块示意图

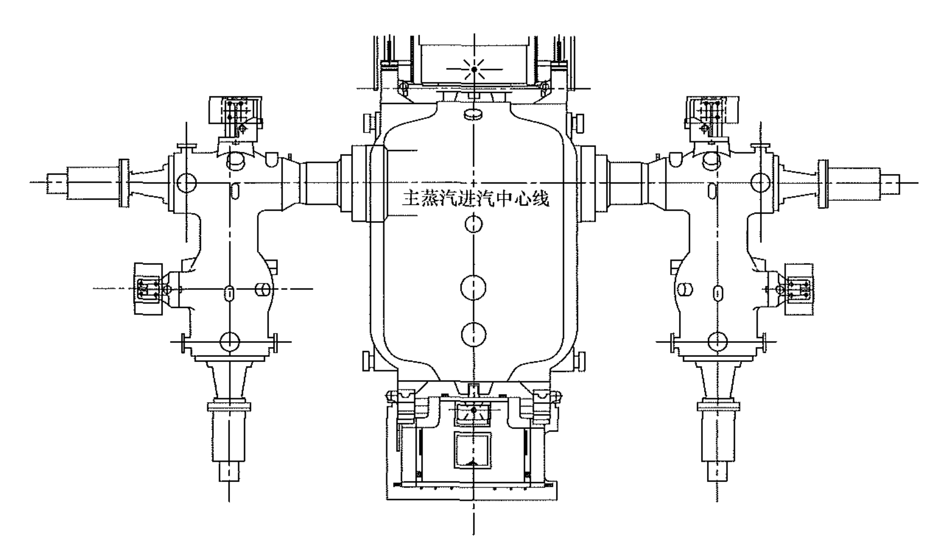


图 2-29　哈汽超超临界汽轮机高压阀门布置图（俯视图）

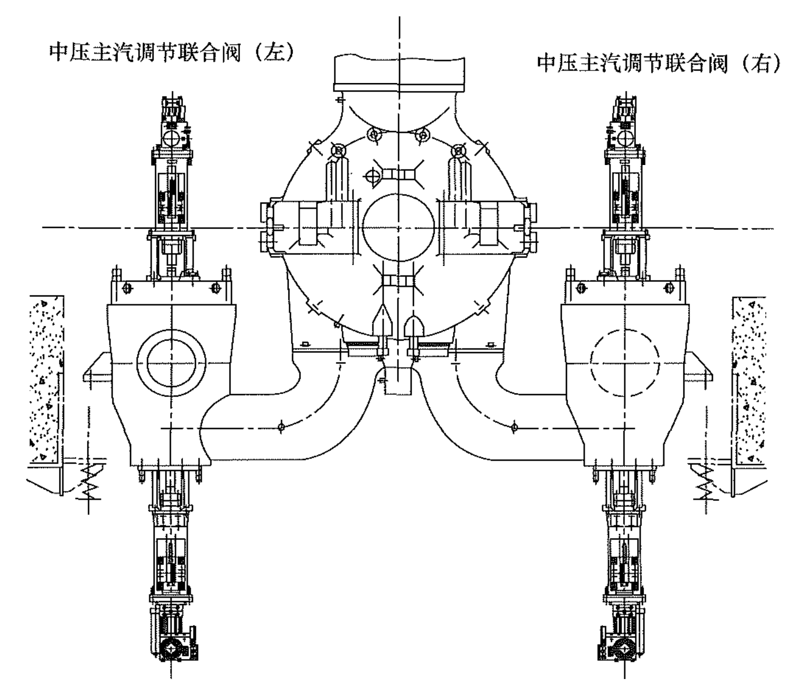


图 2-30　哈汽超超临界汽轮机中压阀门布置图（高压端侧视图）

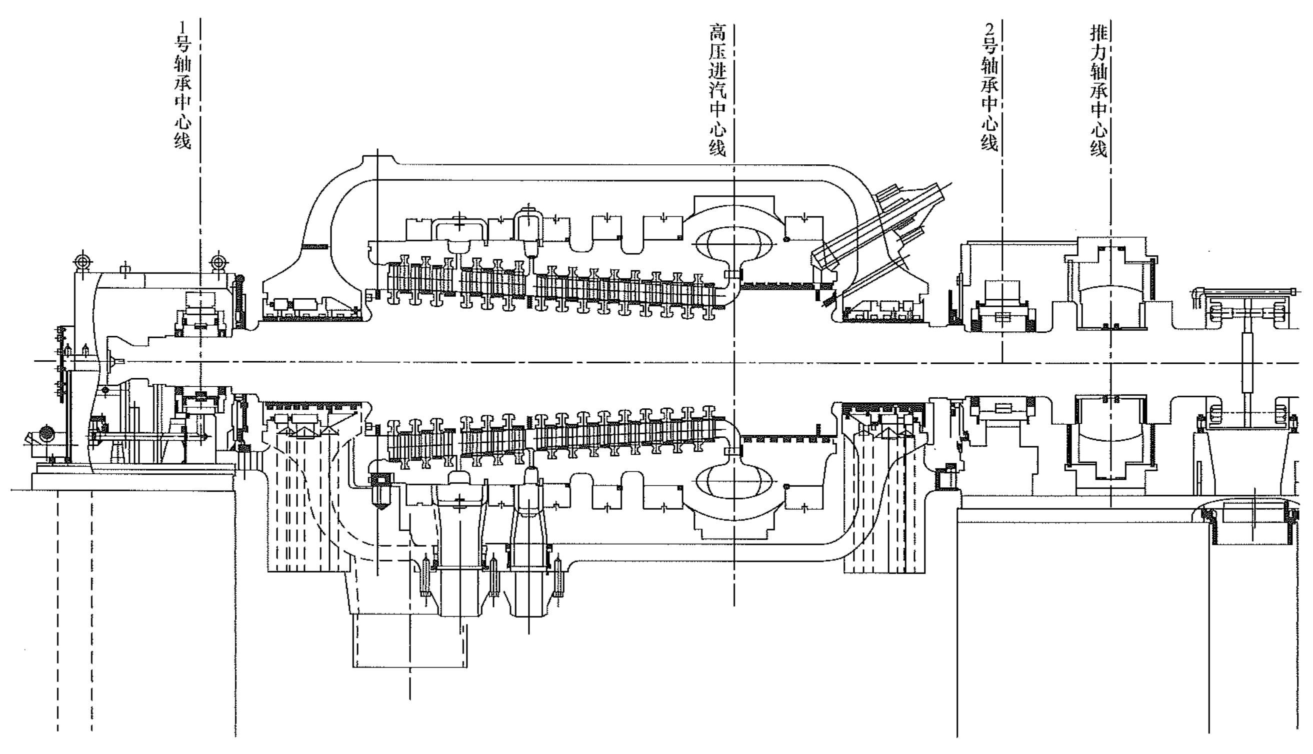


图 2-31 哈汽 1000MW 超超临界汽轮机高压缸结构示意图

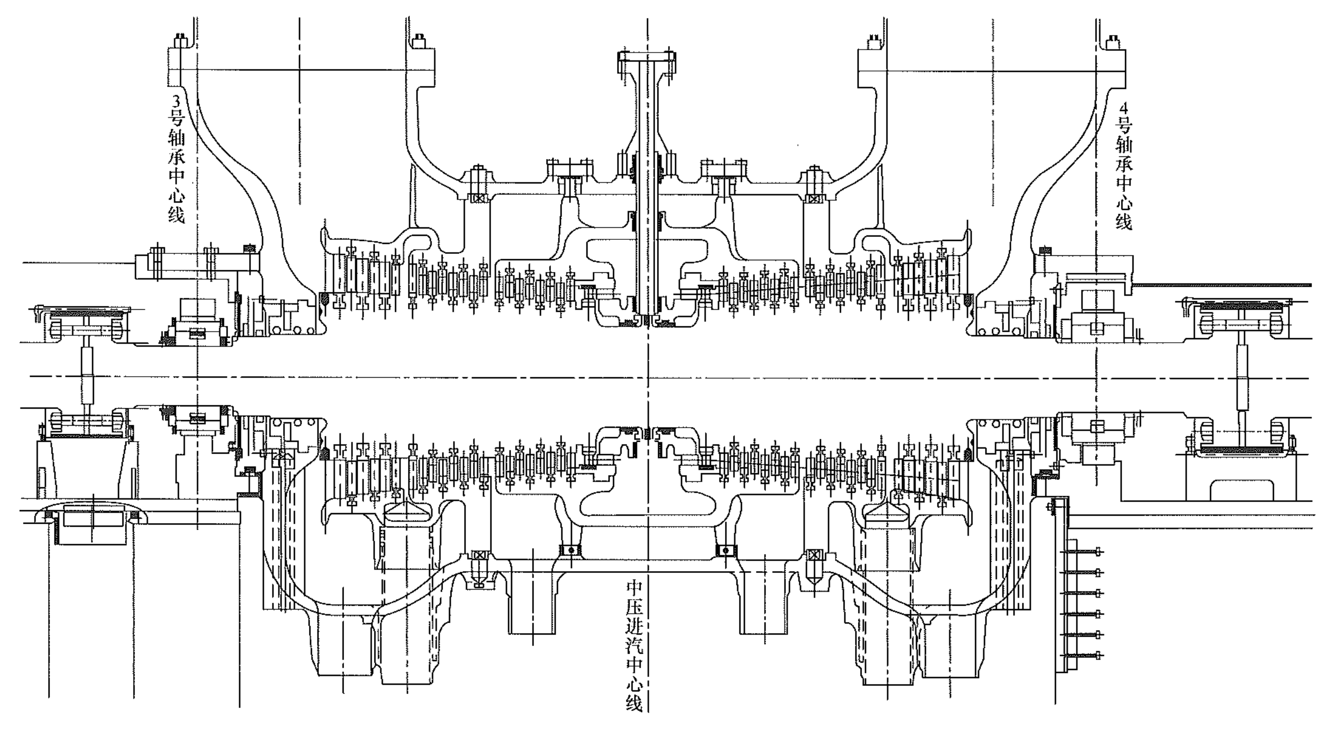


图 2-32 哈汽 1000MW 超超临界汽轮机中压缸结构示意图

2. 低压缸

随着汽轮机功率的增大，机组尺寸也将不断地变大，尤其是汽轮机的低压汽缸，由于末级叶片的不断增长，需要具有更大排汽腔室的低压缸，低压缸尺寸过大会引起其强度和刚度的弱化。

为了彻底解决低压缸变形带来的问题，低压缸结构采用轴承座和内缸落地式技术，低压缸结构进一步简化，应力水平更低。低压内缸模块蜗壳结构如图 2-33 所示。汽缸由内外两层缸组成，外缸分成两段，内缸通过支撑臂坐落于基础上的外缸撑脚处，即内缸采用落地式结构，整个低压缸刚度分布合理。汽缸的结构特点使其更加适应大范围的真空变化和排汽温度变化，能够保证转子与定子部件的精确对中。合理的内缸结构杜绝了汽缸的内漏，充分保证了低压缸的效率。

低压缸采用 360° 蜗壳进汽的铸铁内缸，可减小内缸的变形量，改善密封性能，有效降低流动损失和漏汽损失，防止抽汽温度超过设计值。低压缸及通流部分结构如图 2-34 所示。内缸强度高，使其刚性和密封

性得到改善。低压第一级静叶片横向布置，可减少进汽损失，改善低压第一级蒸汽流场。

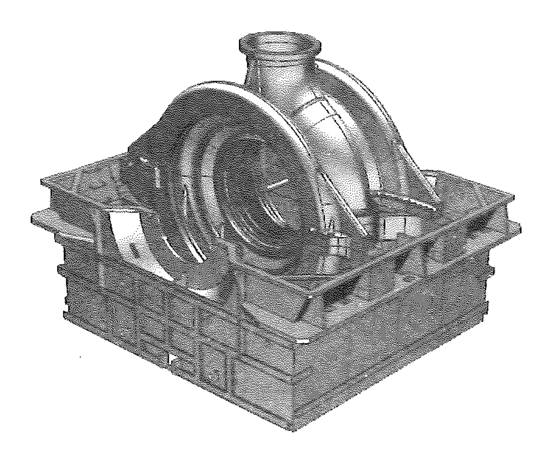


图 2-33　哈汽超超临界汽轮机低压内缸模块蜗壳结构三维示意图

三、转子、轴承与轴系

（一）概述

1. 转子

转子是汽轮机转动部分的总称，担负着把喷嘴叶栅出来的蒸汽的动能转变为推动轴旋转的机械功及传递功率的重任。除了完成能量转换、传递扭矩外，转子还要承受动叶片和主轴部件在旋转中产生的离心力及各部分温差引起的热应力，以及由振动产生的动应力。因此，汽轮机的转子必须用耐热性能优良、强度高、韧性高的金属材料制造。为了提高通流部分的效率，转子和静止部件之间所留的间隙很小。转子上的缺陷会直接影响汽轮机运行的安全性。

转子可分为转轮式和转鼓式两种基本结构形式。转轮式转子具有安装动叶片的叶轮，一般由主轴、叶

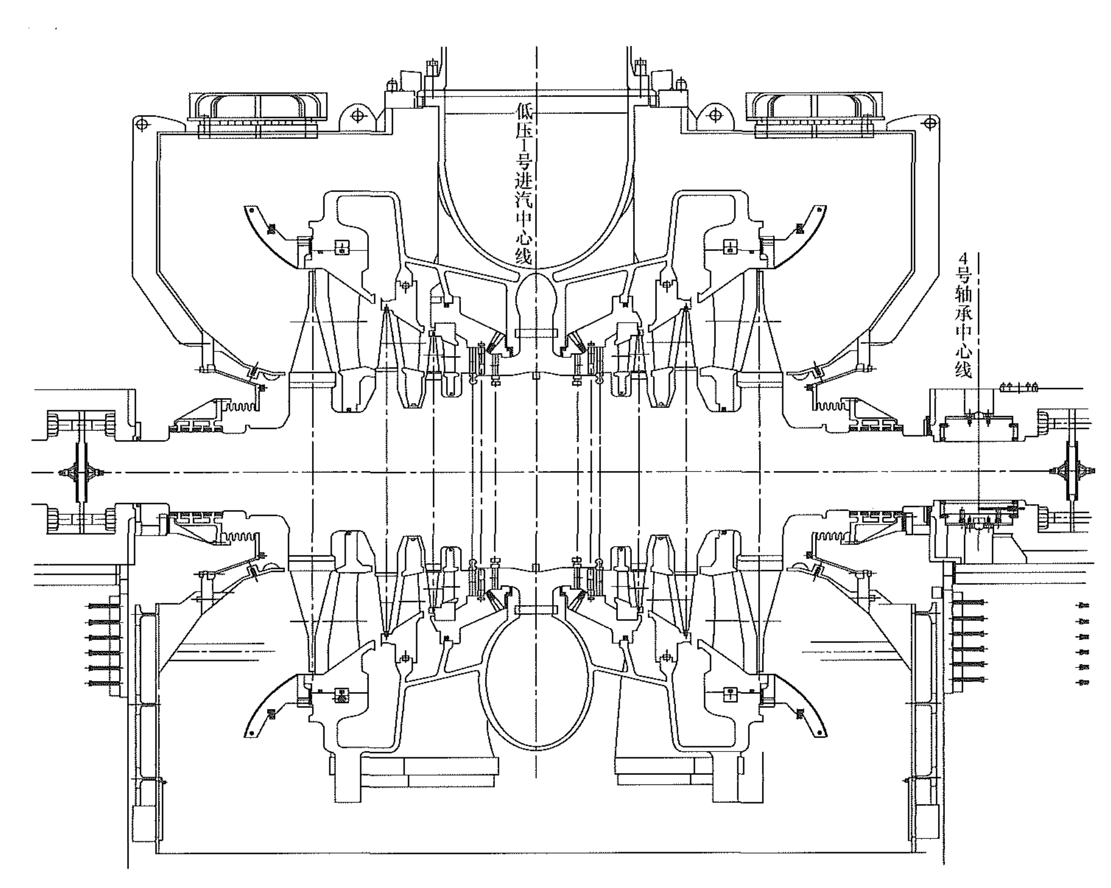


图 2-34　哈汽超超临界汽轮机低压缸及通流部分结构示意图

轮、动叶片和联轴器构成；转鼓式转子没有叶轮，动叶片直接装在转鼓上。通常，冲动式汽轮机的转子采用转轮式转子，反动式汽轮机的转子为避免轴向推力过大而采用转鼓式转子。

按主轴与其他部件间的组合方式，汽轮机转子可分为套装转子、整锻转子、焊接转子和组合转子四大类。一台机组采用何种类型的转子，由转子所处的温度条件和锻冶技术来确定。大容量汽轮机转子多数采用整锻转子，也有采用焊接方法将若干较小锻件组焊成大型转子体的。

2. 轴承与轴系

汽轮机采用的轴承有支持轴承和推力轴承两种。支持轴承用来承担转子的重量和旋转的不平衡力，并确定转子的径向位置，以保持转子旋转中心与汽缸中心一致。推力轴承承受蒸汽作用在转子上和发电机传来的轴向推力，并确定转子的轴向位置，以保证通流部分动、静部分间正确的轴向间隙。所以推力轴承被看成转子的定位点，又称为汽轮机转子对定子的相对死点。

支持轴承和推力轴承都采用以油膜润滑理论为基础的滑动轴承，借助具有一定压力的润滑油在轴颈和轴瓦之间形成油膜，建立液体润滑。轴承运行的稳定性与轴承的结构形式、荷载大小、润滑油的性能和瓦基材料等紧密相关。

汽轮机轴系由多个轴承支撑。由于这些轴承的轴颈直径和荷载比、轴颈的线速度、油膜内的液体摩擦所产生的热量及所需的润滑油量各不相同。因此，各轴承的进油口应设置油量调整设施，使各轴承的进油量合理分配。

（二）上汽超超临界机组转子、轴承与轴系特点

上汽 1000MW 超超临界汽轮机组为反动式，采用转鼓式转子。机组的轴系由一个单流程反向高压转子、一个分流式中压转子和两个分流式低压转子组成，如图 2-35 所示。四个转子均为整锻转子，由整锻主轴及一体锻造的连接法兰和插入叶片组成，所有转子均无中心孔。各转子之间采用刚性联轴器连接。高压转子的进汽端设有平衡活塞，活塞的高、低压侧分别与高压缸的进汽和排汽相通，在压差作用下产生与反动级相反的轴向推力。中、低压转子采用反向布置的双分流结构，以平衡轴向推力，转鼓的两个端面上设有加平衡块的调整孔，可以在不开缸的条件下进行动平衡。

汽轮机组采用单支点轴系，其四个转子由五只径向轴承来支撑，除高压转子由两个径向轴承支撑外，其余三根转子均由一只径向轴承支撑。轴系采用刚性联轴器，可共用一个推力轴承，刚性联轴器处还可省去一个支撑轴承。轴承座无垫铁、无台板结构支撑，内部设计并安装抬轴架，用来调整联轴器中心。

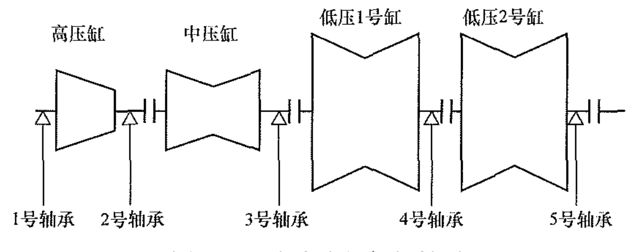


图 2-35　上汽汽轮机组轴系

（三）东方汽轮机厂超超临界机组转子、轴承与轴系特点

1. 一次再热 1000MW 超超临界汽轮机

东汽一次再热 1000MW 超超临界汽轮机组属于冲动式，采用转轮式转子。其轴系由一个单流程反向高压转子、一个分流式中压转子和两个分流式低压转子组成，如图 2-36 所示。所有转子均为无中心孔的整锻式转子。高、中压转子采用新型 12Cr 合金钢，低压转子采用超纯净 NiCrMoV 钢。中压转子无需设计蒸汽冷却结构，可拥有更好的强度，降低热耗。

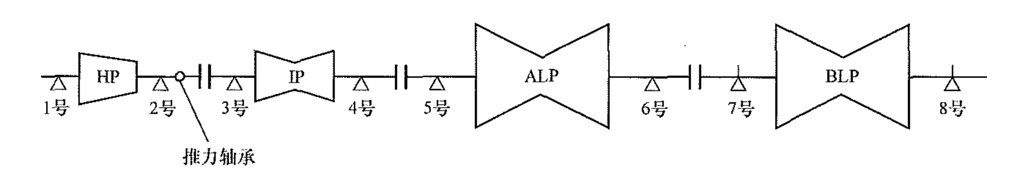


图 2-36　东汽一次再热 1000MW 超超临界汽轮机轴系

汽轮机组的四个转子由八只径向轴承来支撑，各转子之间采用刚性联轴器连接。1～4 号轴承（高、中压转子支持轴承）为可倾瓦、落地式轴承，5～8 号轴承（低压转子支持轴承）为椭圆形轴承，轴承座直接与低压外缸焊成一体。推力轴承安装在紧靠 2 号轴承后，用以减小高、中压缸转子与定子间的胀差。轴系采用钢台板支撑，不锈钢垫片调整标高。

2. 二次再热 1000MW 超超临界汽轮机

东汽二次再热 1000MW 超超临界汽轮发电机组轴系由五缸六转子、12 个轴承支撑组成，汽轮机部分由一根单流超高压转子（VHP）、一根单流高压转子（HP）、一根双流中压转子（IP）及两根双流低压转子（LPA、LPB）组成，见图 2-37。所有转子均为大刚度、双支撑结构，高温高压模块转子（超高压转子、高压转子、中压转子）均采用可倾瓦轴承，低压及发电机采用椭圆瓦轴承，各轴承均带有顶轴油系统。

图 2-37　东汽二次再热 1000MW 超超临界汽轮机组轴系结构图

（四）哈汽超超临界机组转子、轴承与轴系特点

哈汽 1000MW 超超临界反动式汽轮机组转子采用转鼓式结构。其轴系由一个单流程反向高压转子、一个分流式中压转子和两个分流式低压转子组成，见图 2-38。高压转子设有平衡鼓用于调整转子轴向推力。所有转子均为无中心孔的整锻转子。分流式中压第一级隔板将中压进汽和中压转子隔开，同时抽取高压进汽侧平衡鼓漏汽引入到第一级隔板与转子之间的封闭腔室中形成低温蒸汽保护层，对中压转子进行冷却。

转子和转子之间采用刚性联轴器相互连接，转子采用独立的双轴承支撑。轴承设计有自位特性，保证轴承精确对中。根据轴承的荷载，选择采用可倾瓦轴承。推力轴承采用结构可靠的双向可倾瓦轴承。

汽轮机高压转子和中压转子采用12%Cr钢或FB2钢。此钢种淬透性高、综合性能良好，但价格昂贵。由于材料中Cr含量偏高，使材料的导热性能降低，导致转子与轴承之间的摩擦系数增大，易发生转子轴径拉毛和烧瓦现象，因此在轴径部位需要堆焊一层低合金材料。汽轮机低压转子采用超纯净冶炼技术生产的超纯净NiCrMoV钢，超纯净NiCrMoV钢转子使用温度可达到450°C而不产生时效脆化现象。

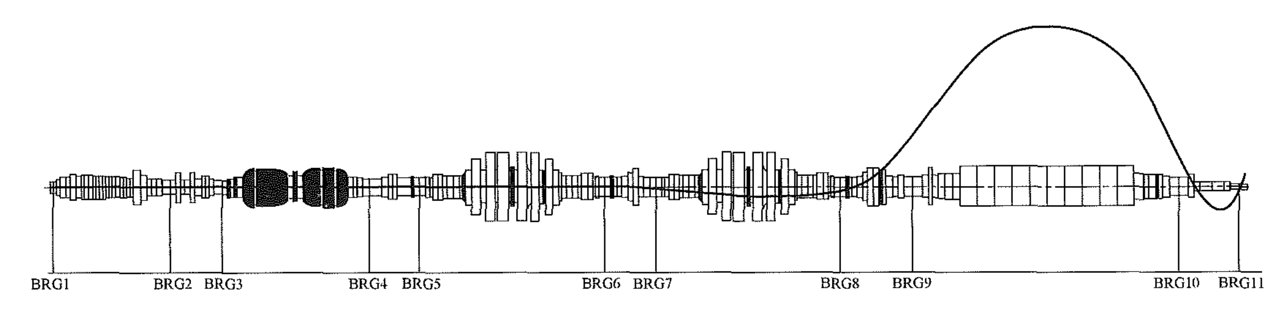


图2-38 哈汽1000MW超超临界汽轮发电机轴系

四、阀门

汽轮机的启动、停机和功率的变化，是通过改变阀门的开度、调节进入汽轮机的蒸汽量或蒸汽参数实现的，这种调节蒸汽量或蒸汽参数的阀门称为调节阀。机组在运行中遇紧急情况，需停机时，除了关闭调节阀外，还必须设置能快速切断汽源的阀门，即使在调节阀出现泄漏的情况下，也能保证汽轮机停机降速，这种具有安全保护功能的阀门称为自动主汽阀。

调节阀的执行机构由油动机操作。油动机是根据行程平衡原理工作的，即油动机的行程是控制油系统压力的函数。这样，就能确保阀门在每个位置上的力平衡（油压抵消了弹簧力）。油动机配有一个电液转换器，将电子信号直接转换为油压信号。阀门在弹簧力的作用下会返回到关闭位置。

对于一次中间再热机组，在高压缸与中压缸之间的再热器及冷、热再热蒸汽管具有巨大的容积空间，储存着大量的具有一定压力和温度的蒸汽，若机组发生紧急停机，这部分蒸汽也足以使汽轮机发生超速。为此，在中压缸进口处必须设置中压主汽阀来紧急切断来自再热器及管道的蒸汽。另外，在机组低负荷时为了维持锅炉再热器及旁路系统的稳定运行，保证再热器有足够的冷却蒸汽流量，保护再热器不被烧坏，必须设置中压调节阀。

（一）上汽超超临界机组阀门

上汽1000MW超超临界汽轮机设置2个高压主汽阀和2个高压调节阀、2个中压主汽阀及2个中压调节阀，均通过弹簧弹力来关闭截止阀和调节阀。该汽轮机还设置了过载补汽阀。

1. 汽轮机高压阀门布置

汽轮机设置2只高压主汽阀与调节阀组合件或者主汽阀、调节阀与补汽阀的组合件，分别安置在汽轮机高压缸的两侧。主汽阀与调节阀安放在共用阀体内，补汽阀单独布置在汽缸下部。每个主汽阀与调节阀具有各自的执行机构，如图2-39所示。这些执行机构安放在运转层的高度，方便接近。

蒸汽通过进汽管道从主汽阀进入主汽调节阀，进而通过进汽喷嘴进入高压汽轮机的静叶持环。因连接的管线很短，封闭在主汽调节阀与高压汽轮机之间的蒸汽量很小，有利于安全停机。

主汽阀位于调节阀前面的主蒸汽管道上。汽轮机正常运行时，主汽阀全开；汽轮机停机时，主汽阀关闭。主汽阀的主要功能是当汽轮机需要紧急停机时（如汽轮发电机组失去负荷、调节阀调节失灵等），主汽阀应当能够快速关闭。

调节阀的功能是通过改变阀门开度来控制汽轮机的进汽量。在汽轮发电机组并网带负荷之前，调节阀不同的开度对应不同的转速，开度大则进汽量大，相应的转速高；在汽轮发电机组并网带负荷之后，调节阀不同的开度对应不同的负荷，开度大则发出的功率也大。汽轮机采用全周进汽，取消调节级，调节方式为节流调节。汽轮机在稳态工况时，调节阀保持5%主蒸汽压力的节流压降。当需变动负荷时，先由调节阀通过改变节流压降进行调节，以满足快速响应的要求，然后由机组的协调控制系统调节锅炉的热负荷及汽压，直至调节阀压降恢复正常值。

汽轮机还采用了补汽技术，在主调节阀全开的情况下，通过过载补汽阀向机组供汽，通过补汽阀的流量约为最大汽量的8%。

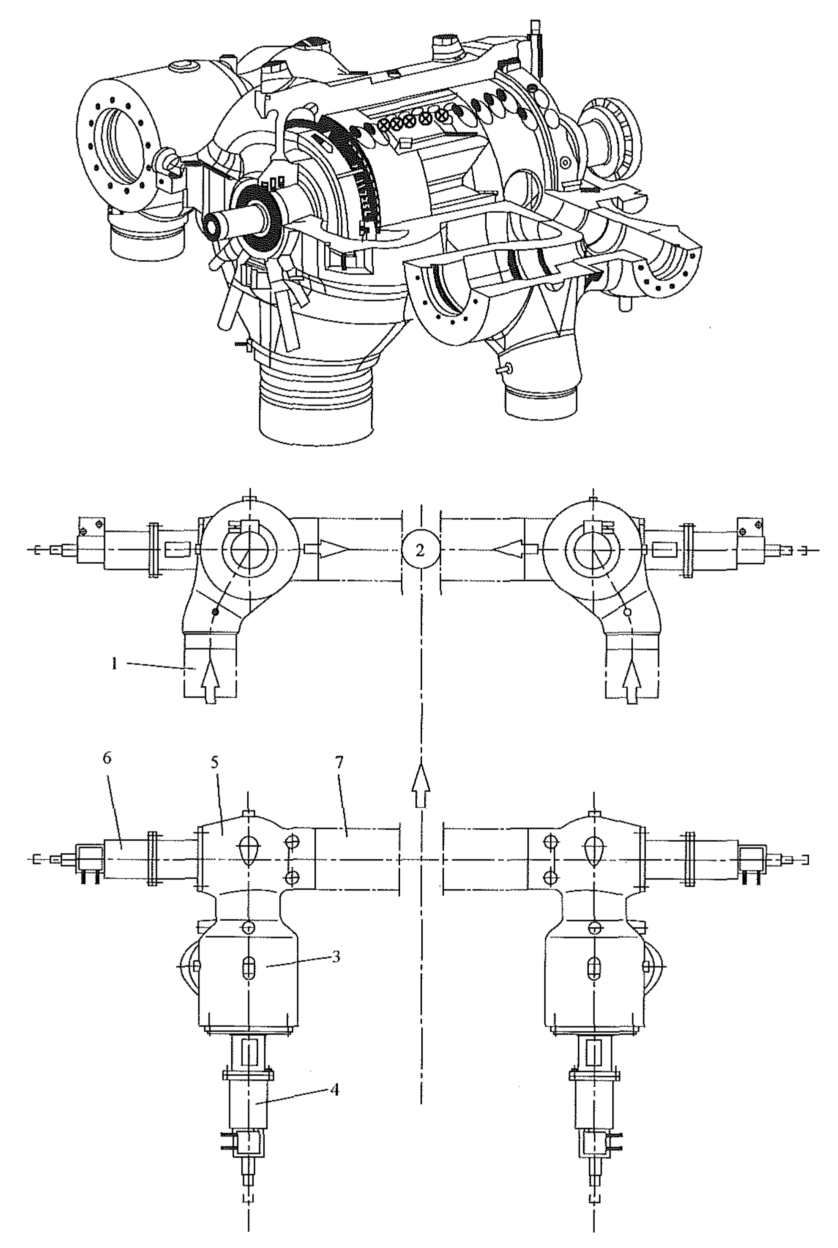


图2-39 上汽汽轮机高压阀门布置

1—蒸汽进口；2—高压缸位置；3—高压主汽阀；4—高压主汽阀执行机构；5—高压调节阀；6—高压调节阀执行机构；7—进汽喷嘴

2. 汽轮机中压阀门布置

中压主汽阀和调节阀用来控制进入中压缸的再热蒸汽，它们的结构原理与高压主汽阀和调节阀类似。采用高压缸启动的汽轮机组，在启动过程中，中压主汽阀和调节阀通常不发挥调节作用。汽轮机组在正常运行中，中压主汽阀和调节阀也不发挥调节作用，只有在某些情况下，如汽轮机需要紧急停机，或需要将再热蒸汽予以旁路，中压主汽阀和调节阀将迅速关闭。

汽轮机中压阀门布置如图2-40所示。中压主汽阀和调节阀布置在汽轮机中压缸的两侧，每侧的中压主汽阀和调节阀组合成一体。每只中压主汽阀和调节阀分别由各自的执行机构来控制，各执行机构均安放在运转层平面。

再热蒸汽通过进汽管道，经中压主汽阀进入中压调节阀，而后通过进汽喷嘴进入汽轮机中压缸的内缸。因连接的管线很短，封闭在主调节阀与汽轮机中压缸之间的蒸汽量很小，有利于安全停机。

中压主汽阀和中压调节阀组合在一个共用的阀体中，其阀杆彼此垂直。中压主汽阀可迅速中断从再热器流向汽轮机中压缸的蒸汽。负荷中断、启动与停机时，中压调节阀控制流向汽轮机中压缸的蒸汽流量，并在负荷达到30%时全开以消除节流损失。

（二）东方汽轮机厂超超临界机组阀门

1. 一次再热1000MW超超临界汽轮机

汽轮机设置2个高压主汽阀、2个高压调节阀和2个补汽阀，阀门分为两组，分别布置于高压缸两侧。调节阀出口通过法兰直接连接在高压外缸上（一个连接汽缸上半，另一个连接汽缸下半），再利用进汽管连

通到高压内缸。整个阀组通过调节阀出口法兰上的螺栓和主调节阀上的支点进行支撑。补汽阀与高压调节阀并联布置于高压主汽阀后，补汽阀通过导汽管连通至高压缸中部，其结构如图 2-41 所示。

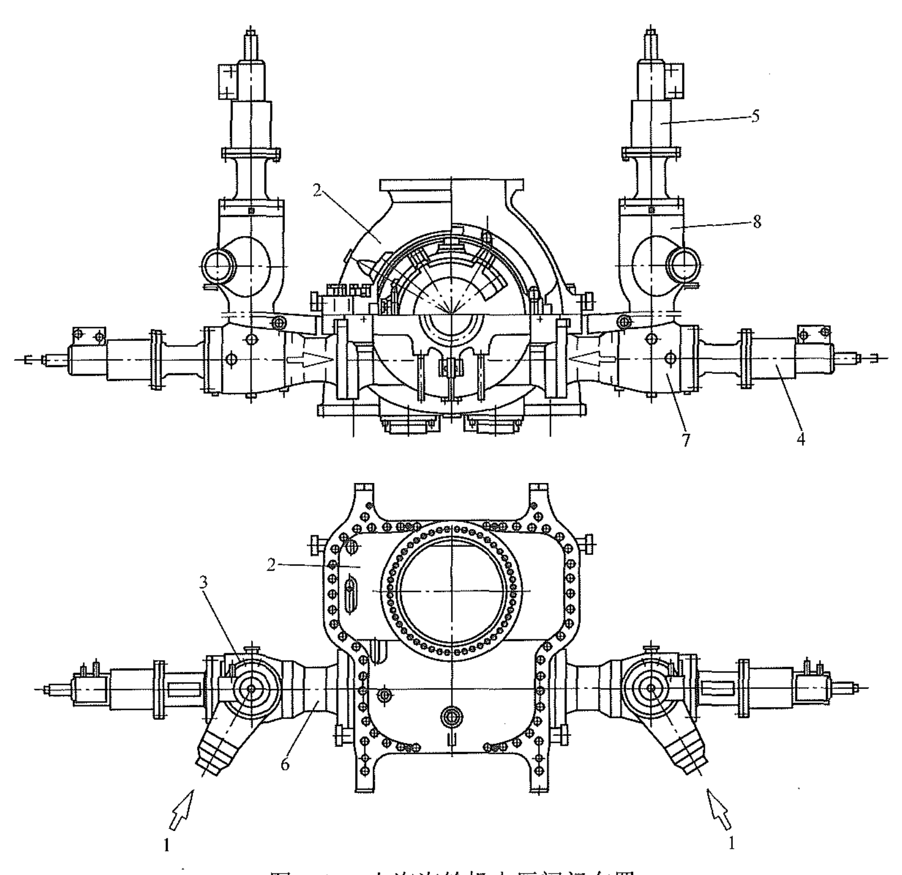


图 2-40　上汽汽轮机中压阀门布置

1—蒸汽入口；2—中压缸；3—中压主汽阀和调节阀；4—中压调节阀执行机构；5—中压主汽阀执行机构；6—进汽喷嘴；7—中压调节阀；8—中压主汽阀

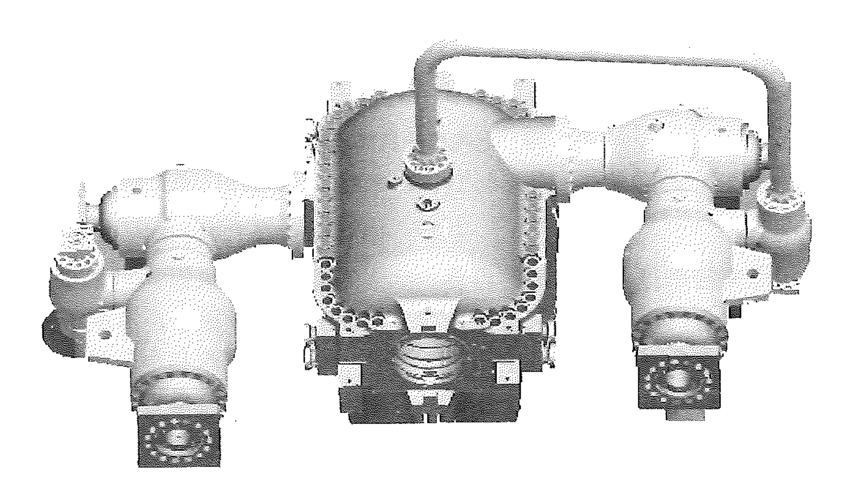


图 2-41　东汽一次再热 1000MW 超超临界汽轮机高压阀门布置

中压主汽阀和中压调节阀共用一个阀壳，设计为主汽调节联合汽阀，可大大减小阀组的布置空间，中压主汽调节联合汽阀采取立式布置，阀门浮动支撑在汽缸两侧。左右两侧的两个阀门出口切向进入中压内缸，其结构如图 2-42 所示。

2. 二次再热 1000MW 超超临界汽轮机

超高压缸、高压缸、中压缸均采用 2 只主汽阀带 2 只调节汽阀的设置，超高压、高压、中压主汽调节阀均布置于汽缸两侧运行平台上方，简化汽缸下部管系布置，超高压、高压、中压调节阀与汽缸直接连接，无导汽管，压力损失小；汽缸进汽腔室采用变截面设计，整个进汽流道光顺且压力损失小。阀门采用浮动弹簧支撑，可以吸收各个方向的胀差。超高压阀门布置如图 2-43 所示。

图 2-42　东汽一次再热 1000MW 超超临界汽轮机中压阀门布置

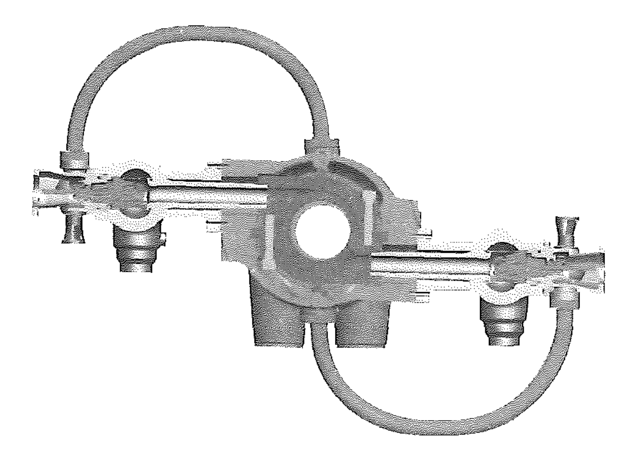


图 2-43　东汽二次再热 1000MW 超超临界汽轮机超高压阀门布置图

高压缸、中压缸采用水平切向进汽，高、中压联合汽阀立式布置于汽缸两侧，阀门出口通过过渡法兰与高、中压外缸连接，进汽插管与过渡法兰整体设计，进汽插管插入内缸进汽室。高、中压联合汽阀采用三点支撑，其中外侧两点采用碟簧弹性结构，浮动支撑在缸体两侧基础上，内侧通过过渡法兰连接于中压外缸上。弹性支撑结构可偏转吸收轴向和天地方向的位移。中压阀门布置如图 2-44 所示。

（三）哈汽超超临界机组阀门

哈汽 1000MW 超超临界汽轮机设置 2 个高压主汽调节联合阀和 2 个中压再热联合阀。

主蒸汽通过 2 个装在高压缸上的主汽调节联合阀进入高压缸。每个主汽调节联合阀包括一个主汽阀和一个调节阀。阀门通过调节阀的扩压延长段与内缸相连。阀壳通过法兰连接在外缸上。阀门与汽缸之间没有蒸汽管道，结构紧凑、压力损失小、附加推力小。主汽阀是汽轮机保护系统的一部分，采用是“力作用打开”的设计。调节阀调节进入汽缸的蒸汽流量。主蒸汽管道施加在阀门上的力和力矩经由汽缸和阀门支

架传递到基础上。

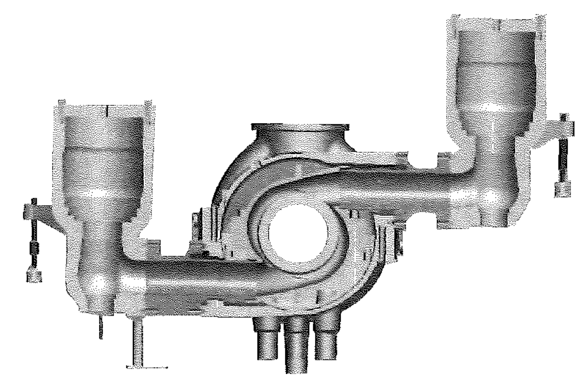


图 2-44　东汽二次再热 1000MW 超超临界汽轮机中压阀门布置图

根据项目需要，阀门设计有两种结构，一种是带有补汽阀的结构，补汽阀布置在调节阀的前端，与主汽阀共用同一阀体，如图 2-45 所示；另外一种是不设置补汽阀的结构，如图 2-46 所示。

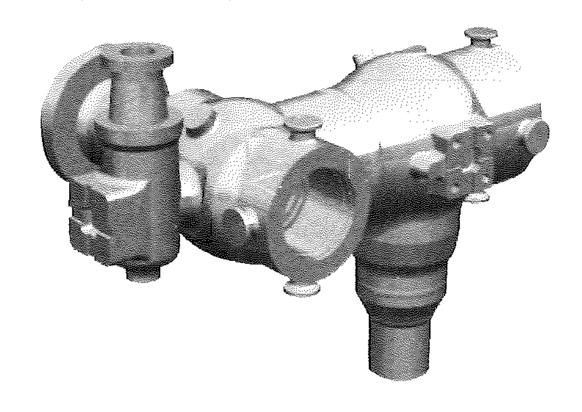


图 2-45　哈汽 1000MW 超超临界汽轮机带有补汽阀的高压主汽阀调节联合阀示意图

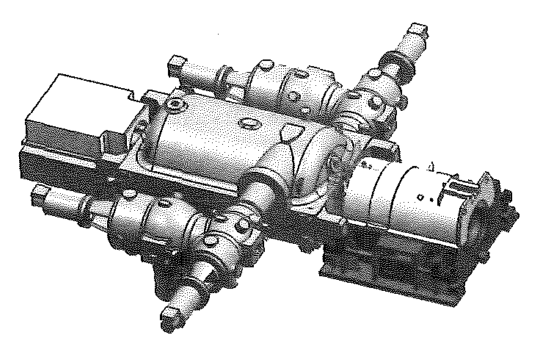


图 2-46　哈汽 1000MW 超超临界汽轮机高压主汽阀调节联合阀示意图

调节阀的作用是调节进入汽缸的蒸汽流量，为完全平衡式单阀座阀门。阀座之后是一个扩压段，当阀门处于全开位置时，大的通流面积使进汽压损降低。在调节阀的阀座周围安装了整流元件，以防出现紊流。主汽阀和调节阀全开时总压力损失小于 2%。

中压再热联合阀为立式结构，其上部为再热调节阀，下部为再热主汽阀，两阀合用一个壳体和同一腔室、同一阀座，而且两者的阀碟呈上、下串联布置。两阀各自配有执行机构，一个位于再热阀侧面的油动机和弹簧操纵座通过杠杆控制再热调节阀的开启或关闭；而位于再热阀下部的另一个油动机和弹簧操纵座则控制再热主汽阀的开启或关闭。中压再热联合阀结构如图 2-47 所示。

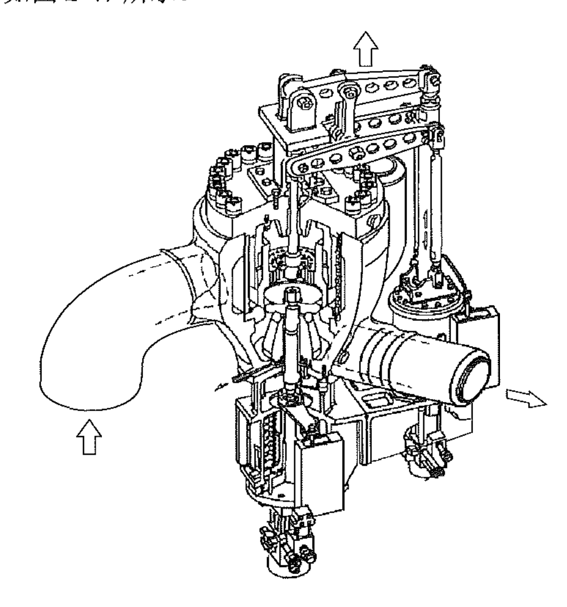


图 2-47　哈汽 1000MW 超超临界汽轮机中压再热联合阀结构

五、滑销系统

汽轮机各部件在启动加热和停机冷却过程中必然会产生膨胀或收缩，由于汽缸、转子等部件的温度场、几何尺寸和冷却条件不同，其膨胀或收缩量也各不相同。如果这些部件得不到自由膨胀或收缩，不仅在这些部件内部产生很大的热应力，而且还会改变动、静部件之间的对中状态和轴向间隙。而如果让其任意膨胀而不加以约束，汽缸就会歪斜，造成动、静部件之间的摩擦与碰撞。因此，汽轮机必须设置滑销系统，合理地组织各部件的膨胀方向，保证汽轮机在启动加热和停机冷却时动、静部件能顺畅地膨胀与收缩，按照设计要求定位和对中。

（一）上汽超超临界机组滑销系统

上汽 1000MW 超超临界汽轮机组的滑销系统如图 2-48 所示。机组的绝对死点和相对死点均设在高、中压缸之间的推力轴承处，整个轴系以此死点向两端膨胀。

高、中压缸采用猫爪支撑在汽缸前后的两个轴承座上。热膨胀时，高压缸猫爪可在与定位键组装在一起的滑块上水平滑动。通过弓形梁将猫爪伸进前轴承座相应的凹槽中固定住，可防止汽缸抬升。轴承座上的搁脚与外缸上的导叉组成高压缸导向键，确保高压缸相对于汽轮机轴的中心位置。中压缸从径向推力联合轴承上的支架处开始发生轴向位移，横向位移从汽轮机轴下面的中心导向键处开始。中压内缸从固定点轴向自由膨胀和径向沿各个方向上自由膨胀，从而保

持汽缸与转子同心。垂直方向上的热膨胀从中分面处开始，从而使内缸与转子在这一平面上保持同心。内缸的上、下缸均设有中心定位销，用以内缸横向上的中心定位。内缸搁脚通过装在外缸下缸上的配合键固定在推力轴承侧。汽缸的轴向热膨胀从这一固定点处开始，向发电机的方向伸展，与转子的膨胀方向相同。

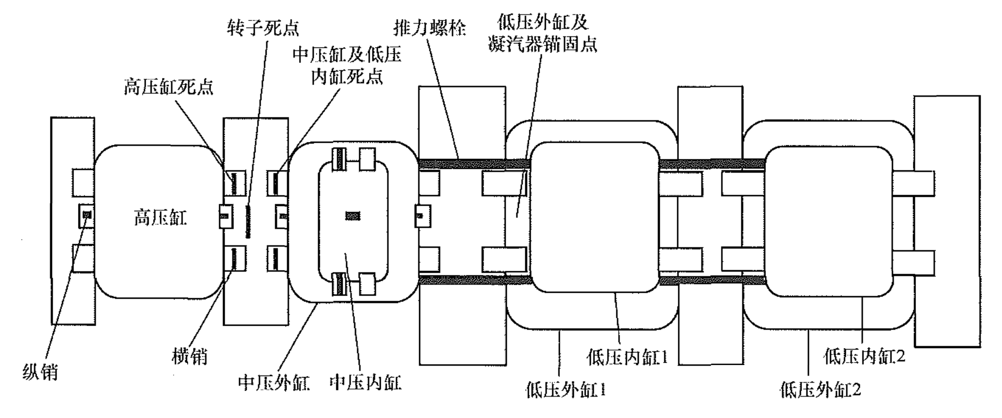


图 2-48　上汽 1000MW 超超临界汽轮机组的滑销系统示意图

低压外缸焊接并支撑在凝汽器上。汽缸的横向位移从中心导向键开始，导向键位于中心线下方、凝汽器与底板之间。 轴向位移则从凝汽器的锚固点处开始，锚固点位于低压汽轮机前轴承座上。垂直方向位移从基础底板上的台板处开始，向汽轮机中心线方向膨胀。外缸与轴承座之间的位移差通过轴封盖、支撑臂和跨接管路上的膨胀节补偿。低压内缸由四个猫爪搭在前后两个轴承座上，支撑整个内缸、持环和静叶片的质量。汽轮机端的猫爪通过推力螺栓与上游汽缸连接，确定内缸在轴向上的位置。内缸外壳的精确对中通过滑板上的定位销实现。

推力轴承设在高压缸后轴承座内。高压缸转子从推力轴承处开始朝高压缸前轴承座方向膨胀；中压缸转子则从推力轴承处开始朝发电机方向膨胀。低压缸转子在轴系膨胀作用下，从推力轴承向发电机的方向偏移。

（二）东汽超超临界机组滑销系统

1. 一次再热 1000MW 超超临界汽轮机

东汽 1000MW 超超临界一次再热汽轮机组的滑销系统如图 2-49 所示。滑销系统采用自润滑设计，前轴承箱、高中压间轴承箱采用自润滑滑块，摩擦系数小，使机组膨胀顺畅。上滑块覆盖下滑块，避免杂质落入滑动面，影响滑动效果。

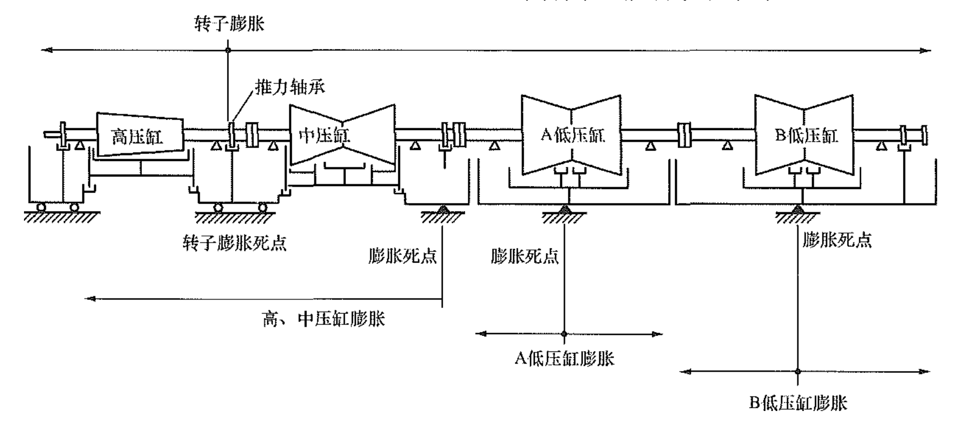


图 2-49　东汽 1000MW 超超临界一次再热汽轮机组的滑销系统示意图

滑销系统共有 3 个绝对死点，其中一个绝对死点位于中、低压缸之间轴承箱下，高、中压缸以此为基点，向机头方向膨胀。另两个绝对死点位于 A 低压缸和 B 低压缸中心线附近，两个低压缸分别以此为基点向两端膨胀。推力轴承位于高、中压缸轴承箱内，是机组的相对死点，整个轴系以此中心向两端膨胀。死点处的横键限制汽缸的轴向位移，同时在前轴承箱及两个低压缸的纵向中心线前、后设有纵向键，引导汽缸沿轴向自由膨胀而限制其横向位移。

2. 二次再热 1000MW 超超临界汽轮机

东汽 1000MW 超超临界二次再热汽轮机组的滑销系统如图 2-50 所示。总体设计思想来源于传统多缸汽轮机的设计方法，采用成熟可靠的多死点滑销系统。3 个绝对死点分别位于 A 低压缸、B 低压缸中心附近，以及中、低压缸轴承箱底部横向定位键与纵向导向键的交点处；汽轮机相对死点——推力轴承布置在超高压缸与高压缸之间的轴承箱上。

（三）哈汽超超临界机组滑销系统

哈汽 1000MW 超超临界汽轮机组的滑销系统如图 2-51 所示。

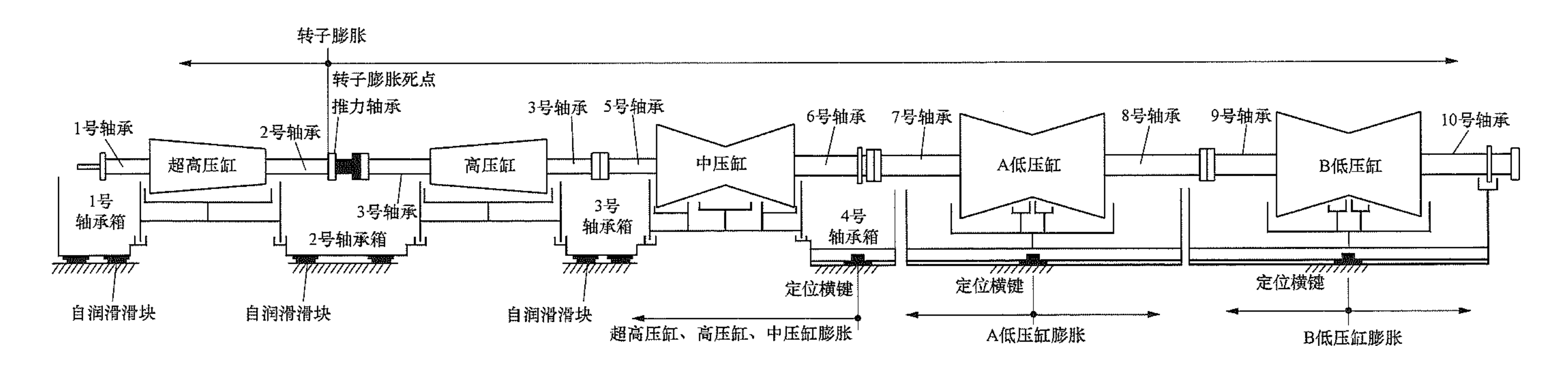


图 2-50　东汽 1000MW 超超临界二次再热汽轮机组的滑销系统示意图

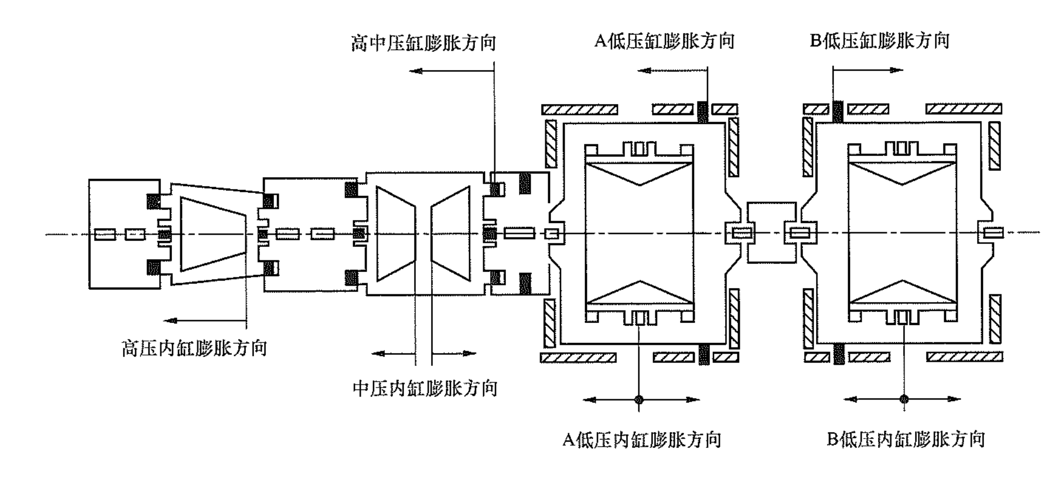


图 2-51　哈汽 1000MW 超超临界汽轮机组的滑销系统示意图

该滑销系统采用纵销、横销、立销、角销等形式。纵销安装在汽轮机的纵向中心线上，共10个，即前、中轴承箱和3号轴承箱底部各2个，2个低压缸前后两端各1个。纵销引导汽缸和轴承箱沿纵向自由膨胀，并做横向定位。横销安装在1号低压缸后排汽室、2号低压缸前排汽室机脚和台板之间，以及3号轴承箱底部。横销引导汽缸横向自由膨胀，并做纵向定位。立销安装在汽轮机的纵向中心线上，共4对，即高压缸前后两端与1、2号轴承箱之间，中压缸前后两端与3、4号轴承箱之间。立销引导汽缸沿垂直方向自由膨胀，并与纵销一起保持台板、轴承箱和汽缸三者的纵向中心一致。角销安装在前轴承箱与每侧台板凸缘的外侧（凸缘前、后端各1个），中轴承箱与每侧台板凸缘的外侧（凸缘前、后端各1个）。角销防止轴承箱在轴向滑动时一端翘起。

滑销系统共有3个纵向绝对膨胀死点，分别位于A低压缸的后排汽室、B低压缸的前排汽室和3号轴承箱底部横销中心线与纵销中心线的交点处。以此为基点，A、B低压缸分别向机头和发电机方向膨胀，高、中压缸连同前、中轴承箱向机头方向膨胀。高、中、低压缸各自以它们的纵向相对膨胀死点为基点，向前、后自由膨胀。转子的相对膨胀死点位于高压转子后端的推力盘上，以此为基点，高压转子向机头方向膨胀，中、低压转子向发电机方向膨胀。

六、调节与保护系统

汽轮机调节与保护系统是控制汽轮机启动、停机、带负荷运行，防止出现严重事故的自动控制装置。它应能适应各种运行工况的要求，及时调节汽轮机的功率，满足外界负荷的变化需要；当机组出现异常时，能自动改变运行工况，直至停机，以防止事故扩大。

1. 汽轮机调节系统

汽轮机驱动发电机旋转产生电能，向电力系统输送符合数量和品质要求的电力。电力目前尚不能大规模储存，所以用户电力负荷改变时，汽轮机调节系统应调整汽轮机的功率和频率输出，使发电机的电能适应外界电力负荷要求。

汽轮机调节系统在运行中应能满足如下要求：

（1）单机运行时，能有效控制汽轮机的转速，保证机组平稳升速至3000r/min，安全顺利并网。

（2）并网运行时，快速响应外界负荷扰动，并从一种工况安全、平稳、快速地过渡到另一种工况，不发生长周期的负荷摆动。

（3）当蒸汽参数在允许范围内变化时，调节系统应能维持机组在零负荷至满负荷之间稳定运行，并能保证汽轮发电机组顺利并网或解列。

（4）在电网频率不变时，调节系统能维持机组功率不变，具有抗内扰性能；在电网频率变化时，调节系统能自动改变机组功率，与外负荷的变化相适应。

（5）当机组甩全负荷时，调节系统应快速动作，切断汽轮机蒸汽供应，保证机组最高飞升转速小于超速保护系统的动作转速。

2. 汽轮机保护系统

为了确保汽轮机的安全运行，防止设备损坏事故的发生，除了要求其调节系统动作可靠外，还应该具有必要的保护系统，以便汽轮机遇到调节系统失灵或其他事故时，能及时动作，迅速停机，避免设备损坏或事故扩大。大容量汽轮发电机组主要有以下保护项目：

（1）超速保护。当汽轮机转速超过规定值时，超速保护系统应发出信号并动作，以关闭主汽阀并停机。

（2）低油压保护。当轴承润滑油油压低于不同整定值时，先后启动交流润滑油泵、直流事故油泵，直至停机。

（3）轴向位移及胀差保护。当汽轮机的轴向位移或胀差达到一定数值，发出报警信号，增大到更大数值时，使汽轮机跳闸停机。

（4）低真空保护。当真空低于某一定值时报警，若真空继续降低至停机值跳闸停机。

（5）振动保护。当汽轮发电机组转子振动值超过某一值时报警，超过更大的规定值时停机。

（6）轴承回油温度或瓦温保护。当轴承回油温度或瓦温超过某规定值时报警，超过更大的规定值时停机。

（7）发电机故障保护。当汽轮机电气故障，油开关动作时，跳闸停机。

（8）手动遮断保护。当机组出现异常情况危及人身或设备安全时，可在远方或就地跳闸停机。

（9） 安全油压保护。当系统安全油压低于规定值时，应跳闸停机。

（10）防火保护。在发生火灾被迫停机时，防火保护动作，自动切断进入主汽阀及各调节汽阀油动机的压力油通路，同时将油动机的排油放回油箱，以免火灾事故的扩大。

第三节 国内主要凝汽式汽轮机产品结构特点

国内汽轮机的制造厂主要包括上汽、东汽、哈汽。

一、上汽典型凝汽式汽轮机产品

上汽典型凝汽式汽轮机产品的参数及特点见表2-4。

二、东汽典型凝汽式汽轮机产品

东汽典型凝汽式汽轮机产品的参数及特点见表2-5。

三、哈汽典型凝汽式汽轮机产品

哈汽典型凝汽式汽轮机产品的参数及特点见表2-6。

表2-4 上汽典型凝汽式汽轮机产品

项目	单位	330MW 亚临界	350MW 超临界	660MW 超超临界 一次再热	660MW 超超临界 二次再热	1000MW 超超临界 一次再热	1000MW 超超临界 二次再热
产品型号		N300-16.7/538/538	N350-24.2/566/566	195系列	DR95系列	196系列	DR96系列
结构形式		单轴、一次再热、两缸两排汽、反动式	单轴、一次再热、两缸两排汽、反动式	四缸四排汽	五缸四排汽	四缸四排汽	五缸四排汽
配汽方式		喷嘴+节流	喷嘴+节流	全周进汽+补汽阀	全周进汽+补汽阀	全周进汽+补汽阀	全周进汽+补汽阀
额定功率	MW	330	350	660	660	1000	1000
最大功率	MW	363	390	约718	约715	约1060	约1070
转速	r/min	3000	3000	3000	3000	3000	3000
主蒸汽压力	MPa	16.7	24.2	25	31	26.25	31
主蒸汽温度	℃	538	566	600	600	600	600
主蒸汽额定进汽量	t/h	991	1016	1784	1660	2737	约2531
最大进汽量	t/h	1112	1162	2024	1786	2996	约2710
再热蒸汽压力	MPa	3.2	4.467	5.2	9.5/2.9	5.3	10.1/3.1
再热蒸汽温度	℃	538	566	600～620	620/620	600～620	620/620
再热蒸汽额定进汽量	t/h	829	825.5	1525	1602/1364	2264	2516/2160
排汽压力	MPa	0.0058	0.0049	0.0047	0.0049	0.0048	0.0045
通流级数		HP：1+13 IP：10 LP：2×7	HP：1+14 IP：14 LP：2×6	41	58	39	53
给水回热级数		8	8	9	10	9	10
给水温度	℃	273	282.5	290	315	293	315
启动及运行方式		常规启动	常规启动	高、中压联合启动	超高、高、中压联合启动	高、中压联合启动	超高、高、中压联合启动
低压末级叶片长度	mm	905/1050	1050	914	914	1146	1146
外形尺寸（长×宽×高）	m×m×m	18.3×10.4×6.9	16.4×10.3×6.3	24×15×8.5	32×15×8.5	25×15×8.5	33×15×8.5
本体总质量	t	750	700	1000	1200	1200	1400
检修时最大起重量	t	70	85	180	237	220	275

表 2-5　　东汽典型凝汽式汽轮机产品

项目	单位	350MW 亚临界	350MW 超临界分缸	350MW 超临界合缸	600MW 亚临界一次再热	660MW 分缸超临界
产品型号		D350Q	D350CC	D350CE	D600B	D660X
结构形式		冲动式、 两缸两排汽	冲反结合、 三缸两排汽	冲动式、 两缸两排汽	冲动式、 三缸四排汽	冲动式、 四缸四排汽
配汽方式		喷嘴配汽	全周进汽＋补汽阀	喷嘴配汽	复合配汽	复合配汽
额定功率	MW	350	350	350	600	660
最大功率	MW	384	367.7	374.5	684	722.7
转速	r/min	3000	3000	3000	3000	3000
主蒸汽压力	MPa	16.7	24.2	24.2	16.7	24.2
主蒸汽温度	℃	538	566	566	538	566
主蒸汽额定进汽量	t/h	1059	1012	1094.3	1764.5	1905.6
最大进汽量	t/h	1190	1093.2	1127.2	2070	2141
再热蒸汽压力	MPa	3.8	4.5	4.9	3.3	4.6
再热蒸汽温度	℃	540	566	566	538	566
再热额定进汽量	t/h	876	842.4	883.4	1504.3	1613.6
排汽压力	MPa	0.0049	0.0049	0.0049	0.0049	0.0049
给水回热级数		8	9	8	8	8
给水温度	℃	272	283.4	292	273.2	284.6
启动及运行方式		高中压缸启动或中压缸启动，定滑定运行	高中压缸启动，定滑定运行	高中压缸启动或中压缸启动，定滑定运行	高中压缸启动或中压缸启动，定滑定运行	中压缸启动，定滑定运行
低压末级叶片长度	mm	1010	1010	1010	1010	1010
外形尺寸 （长×宽×高）	m×m×m	约 18.4×8×6.6	约 24×12×6.9	约 20.3×10.3×6.8	约 29×8.5×6.5	约 34×8.5×7.3
本体总质量	t	约 700	约 720	约 715	约 1100	约 1200
检修时最大起重量	t	约 65.5	约 60.6	约 60.6	约 65	约 63
项目	单位	600MW 合缸超临界	660MW 分缸超超临界一次再热	660MW 超超临界二次再热	1000MW 超超临界一次再热	1000MW 超超临界二次再热
产品型号		D600E	D660AN	D660T	D1000N	D1000T
结构形式		冲动式， 三缸四排汽	冲动式， 四缸四排汽	冲反结合、 四缸四排汽	冲动式， 四缸四排汽	冲反结合、 五缸四排汽
配汽方式		喷嘴配汽	全周进汽＋补汽阀	全周进汽＋补汽阀	全周进汽＋补汽阀	全周进汽＋补汽阀
额定功率	MW	600	660	660	1000	1000
最大功率	MW	660	722.9	711.6	1063	1063.4
转速	r/min	3000	3000	3000	3000	3000

续表

项目	单位	600MW 合缸超临界	660MW 分缸超超临界一次再热	660MW 超超临界二次再热	1000MW 超超临界一次再热	1000MW 超超临界二次再热
主蒸汽压力	MPa	24.2	28	31	26.25	31
主蒸汽温度	℃	566	600	600	600	600
主蒸汽额定进汽量	t/h	1700	1959.6	1881.5	2766	2690.8
最大进汽量	t/h	1903	2058	1938	2980	2772
再热蒸汽压力	MPa	4.0	5.9	10.3/3.2	5.5	10.3/3.3
再热蒸汽温度	℃	566	600～620	620/620	600～620	620/620
再热额定进汽量	t/h	1399.4	1648.2	1541.6/1348.4	2300	2360.1/2014.2
排汽压力	MPa	0.0049	0.0049	0.0049	0.0049	0.0049
给水回热级数		8	9	10	9	10
给水温度	℃	282.4	303.9	324.7	306.1	324
启动及运行方式		高中压缸启动或中压缸启动，定滑定运行	高中压缸启动或中压缸启动，定滑定运行	超高、高中压缸启动或中压缸启动，定滑定运行	中压缸启动，定滑定运行	超高、高中压缸启动或中压缸启动，定滑定运行
低压末级叶片长度	mm	1010	1010	1010	1200	1450
外形尺寸（长×宽×高）	m×m×m	约 29×8.5×6.5	约 34×8.9×7.5	约 35.8×8.2×8.3	约 37.9×10.2×7.9	约 45×10.2×8.7
本体总质量	t	约 1100	约 1200	约 1700	约 1500	约 2200
检修时最大起重量	t	约 65	约 63	约 125	约 80.5	约 119

表 2-6　　哈汽典型凝汽式汽轮机产品

项目	单位	300MW 亚临界	350MW 超临界		660MW 超临界一次再热	600MW 超超临界一次再热
产品型号		N310-16.7/537/537	N350-24.6/569/569	N350-24.6/569/569	CLN670-24.2/566/566	CCLN600-25/600/600 N660-28/600/620
结构形式		亚临界、一次再热、单轴、两缸两排汽	超临界、一次再热、单轴、两缸两排汽	超临界、一次再热、单轴、三缸两排汽	超临界、一次再热、单轴、三缸四排汽	超超临界、一次再热、单轴、两缸两排汽
配汽方式		喷嘴调节	喷嘴调节	喷嘴调节	喷嘴调节	喷嘴调节
额定功率	MW	310	350	350	670	600
最大功率	MW	327.19	375.24	379.66	739.9	646.9
转速	r/min	3000	3000	3000	3000	3000
主蒸汽压力	MPa	16.7	24.6	24.6	24.2	25
主蒸汽温度	℃	538	566	566	566	600
主蒸汽额定进汽量	t/h	939.92	1031.53	1032.71	1866.90	1622.49

续表

项目	单位	300MW 亚临界	350MW 超临界		660MW 超临界 一次再热	600MW 超超临界 一次再热
最大进汽量	t/h	1006.5	1125	1145	2115	1795
再热蒸汽压力	MPa	3.242	4.81	4.697	3.999	4.12
再热蒸汽温度	℃	538	566	566	566	600～620
再热蒸汽 额定进汽量	t/h	769.48	849.41	849.4	1593.55	1330.77
排汽压力	MPa	0.0049	0.0057	0.0054	0.0052	0.0049
通流级数		39（含调节级）	41（含调节级）	46（含调节级）	44（含调节级）	28（含调节级）
给水回热级数		9	8	8	8	8
给水温度	℃	278.9	292.4	293.4	276.8	275.5
启动及 运行方式		高中压联合启动	高中压联合启动	高中压联合启动	高中压联合启动	高中压联合启动
低压末级 叶片长度	mm	1000	1040	1040	1029	1220
外形尺寸 （长×宽×高）	m×m×m	19×10×7.5	19×12×7.5	35×12×8.5	26.24×11.4×7.24	19×12×7.5
本体总质量	t	700	750	1200	966	900
检修时最大 起重量	t	70	63.2	160	62	78

项目	单位	1000MW 超临界一次再热	1000MW 超超临界二次再热
产品型号		N1052-28/600/620	N1000-31/600/620/620
结构形式		超超临界、一次再热、单轴、四缸四排汽	超超临界、两次再热、单轴、五缸四排汽
配汽方式		节流调节	节流调节
额定功率	MW	1052	1000
最大功率	MW	1083.8	1072.8
转速	r/min	3000	3000
主蒸汽压力	MPa	28.0	31.0
主蒸汽温度	℃	600	600
主蒸汽额定 进汽量	t/h	2843.63	2539.68
最大进汽量	t/h	3035	2765
再热蒸汽压力	MPa	5.286	9.385/ 2.845
再热蒸汽温度	℃	620	620 / 620
再热蒸汽 额定进汽量	t/h	2290.3	2231.29 / 1915.86
排汽压力	MPa	0.0048	0.0052
通流级数		59	74

续表

项目	单位	1000MW 超临界一次再热	1000MW 超超临界二次再热
给水回热级数		10	10
给水温度	℃	302	318.8
启动及运行方式		高中压联合启动	高中压联合启动
低压末级叶片长度	mm	1220	1225
外形尺寸（长×宽×高）	m×m×m	38×12×8	45×12×8.5
本体总质量	t	1500	1750
检修时最大起重量	t	84.4	90.4

第四节　主要技术规范

以某超超临界、一次中间再热、单轴、四缸四排汽、凝汽式、8 级回热抽汽汽轮机为例，对性能保证值与技术规范要点进行说明。具体工程的技术规范应根据工程实际条件选择应用。

一、性能保证值

根据 GB/T 5578—2007《固定式发电用汽轮机规范》，凝汽式汽轮机技术规范中规定的保证值包括热效率、热耗率或汽耗率、输出功率或蒸汽流量或辅机功率，也可对调节系统的功能、汽轮机振动和噪声级等特性提出保证值。

1. 汽轮机热效率、热耗率或汽耗率

汽轮机制造厂应根据验收试验约定的标准和约定的修正方法给出汽轮机热耗率或汽耗率的保证值。可针对一个规定负荷或多个负荷的加权值来确定汽轮机的热效率、热耗率或汽耗率。

2. 输出功率或蒸汽流量

汽轮机应考核规定的终端参数下额定输出功率或其额定蒸汽流量，该考核试验应按 IEC 60953-1、1EC 60953-2 或 ASME PTC-6 进行。

3. 辅机功率

如果给出连续运行的辅机所耗功率的保证值，则应确定这些辅机的清单，其每项所耗功率应在汽轮机规定输出功率和规定终端参数下测得，或由商定的参数下测得。

4. 水蒸气表

保证值和计算试验结果所使用的水蒸气表应由供需双方商定，采用国际水和水蒸气性质协会于 1997 年发布的最新版水蒸气和水特性表（IAPWS-IF97），或采用 1967 年发布的国际蒸汽简表（IFC-67）第 7 版。

下文的汽轮机性能保证值空白处由汽轮机制造厂填写。

（一）汽轮机出力要求

1. TRL 工况

汽轮发电机组应能在下列条件下，在保证寿命期内的任何时间都能安全连续运行，发电机输出功率为_____MW（当采用静态励磁、电动主油泵时，应扣除各项所消耗的功率），此工况称为 TRL 工况。此工况下的进汽量称为铭牌进汽量，为出力保证值的验收工况，条件如下：

（1）额定主蒸汽、再热蒸汽参数及所规定的汽水品质。

（2）汽轮机低压缸排汽平均背压为_____kPa(a)。

（3）补给水量为_____%。

（4）给水温度为_____℃。

（5）全部回热系统正常运行，但不带厂用辅助蒸汽。

（6）发电机冷却器冷却水温为_____℃，发电机效率为_____%，发电机额定功率因数为_____（滞后）。

2. 最大连续功率（T-MCR）工况

汽轮机进汽量等于铭牌工况（TRL）进汽量，在下列条件下安全连续运行，此工况下发电机输出的功率（当采用静态励磁、电动主油泵时，应扣除各项所消耗的功率）称为最大连续功率（TMCR）。此工况为出力保证值的验收工况，条件如下：

（1）额定主蒸汽、再热蒸汽参数及所规定的汽水品质。

（2）汽轮机低压缸排汽平均背压为_____kPa。

（3）补给水量为 0%。

（4）所规定的给水温度为_____℃。

（5）全部回热系统正常运行，但不带厂用辅助蒸汽。

（6）发电机冷却器冷却水温为_____℃，发电机效率为_____%，发电机额定功率因数为_____（滞后）。

3. 调节阀全开（VWO）工况

汽轮发电机组应能在调节阀全开，其他条件同TMCR工况时，汽轮机的进汽量不小于103%的铭牌工况（TRL）进汽量，此工况称为调节阀全开（VWO）工况。

4. 热耗率验收（THA）工况

当机组功率（当采用静态励磁、电动主油泵时，应扣除各项所消耗的功率）为额定功率，除进汽量以外，其他条件同TMCR工况时称为机组的热耗率验收（THA）工况。

（二）汽轮机热耗率保证值

（1）机组THA工况的保证热耗率应不高于如下值：

_____kJ/kWh（THA工况）；

_____kJ/kWh（75%THA工况）。

（2）THA工况条件下的热耗率为

$$H_r=\frac{q_m(h_t-h_{fw})+q_r\Delta h_r}{P_g-P_z} \qquad (2\text{-}3)$$

式中 q_m——主蒸汽流量，kg/h；

q_r——再热蒸汽流量，kg/h；

h_t——主汽阀入口主蒸汽焓，kJ/kg；

Δh_r——经再热器的蒸汽焓差，kJ/kg；

h_{fw}——最终给水焓，kJ/kg；

P_g——发电机终端输出功率，kW；

P_z——当采用静态励磁、非同轴电动主油泵时各项所消耗的功率，kW。

式（2-3）是指未使用减温水的工况，如使用应予以修正。

按下列条件计算保证热耗率：发电机效率为_____%；给水泵效率为_____%；给水泵汽轮机效率为_____%；再热系统压降为_____%；抽汽管道压损为_____%，给水泵汽轮机进汽管道压损为_____%；加热器端差为_____℃。

汽轮机制造厂提供附详细数据（包括流量、功率、压降、端差、温升、焓值等）的热平衡图、修正曲线及有关说明；还应提供进行热耗值测量、计算、修正时用的有关规程、规定。热耗率试验标准采用ASME PTC-6。

（三）振动及噪声保证值

汽轮发电机组的轴系各阶临界转速与工作转速避开_____至_____的区间。

汽轮机在所有稳定运行工况下（额定转速）运行时，在轴承座上测得的双振幅振动值，无论是垂直或横向均不大于_____mm，在任何轴颈上所测得垂直、横向双振幅相对振动值应不大于_____mm，各转子及轴系在通过临界转速时各轴承座双振幅振动值应不大于_____mm，各轴颈双振幅相对振动值不大于_____mm。

距汽轮机外壳外1m、汽轮机运转层上1.2m高处所测得的噪声水平不大于85dB（A）。噪声测量方法按IEC-1063。

二、技术规范要点

下文中汽轮机技术规范的空白处由设计单位根据工程情况填写，部分数据应由汽轮机制造厂根据其汽轮机技术特点填写。

（一）汽轮机运行

1. 汽轮机寿命

汽轮机零部件（不包括易损件）的设计使用寿命应不少于30年，并要求30年内汽轮机寿命消耗不大于75%。

汽轮机组在其保证使用寿命期内，其应能承受的工况见表2-7。

表2-7 汽轮机承受工况

冷态启动	停机超过72h，汽缸金属温度约低于该测点满负荷值的40%	_____次
温态启动	停机在10～72h之间，汽缸金属温度在该测点满负荷值的40%～80%	_____次
热态启动	停机不到10h，汽缸金属温度约高于该测点满负荷值的80%	_____次
极热态启动	机组脱扣后1h以内，汽缸金属温度接近该测点满负荷值	_____次
负荷阶跃	负荷阶跃大于10%额定负荷（THA）	_____次

2. 汽轮机运行频率范围

机组在寿命期间内应能在47.5～51.5Hz内持续稳定运行，机组在寿命期内的频率允许变化范围及允许运行时间见表2-8，且应符合IEC标准。

表2-8 机组频率允许变化范围及允许运行时间

偏频率（Hz）	限制
47.5～51.5	无限制
<47.5或>51.5	在低压叶片的寿命期内总计不超过2h

3. 汽轮机主蒸汽、再热蒸汽参数变化极限值

从VWO工况到最小负荷，汽轮机应能与锅炉协调运行，且应能满足汽轮机启动方式的要求。汽轮机允许的主蒸汽及再热蒸汽参数运行范围见表2-9，并保证推力瓦不超温，调节级不超压。

表 2-9　主蒸汽、再热蒸汽参数变化表

参 数 名 称		限制值
主蒸汽压力	任何 12 个月周期内的平均压力	≤__ p_0
	保持所述年平均压力下允许连续运行的压力	≤__ p_0
	例外情况下允许偏离值，但 12 个月周期内积累时间小于或等于 12h	≤__ p_0
冷再热蒸汽压力		≤__ p_1
主蒸汽温度	任何 12 个月周期内的平均温度	≤__ t_1
	保持所述年平均温度下允许连续运行的温度	≤t_1+__℃
	例外情况下允许偏离值，但 12 个月周期内积累时间小于或等于 400h	≤t_1+__℃
	例外情况下允许偏离值每次小于或等于 15min，但 12 个月周期内积累时间小于或等于 80h	≤t_1+__℃
	不允许值	>t_1+__℃
再热蒸汽温度	任何 12 个月周期内的平均温度	≤__ t_2
	保持所述年平均温度下允许连续运行的温度	≤t_2+__℃
	例外情况下允许偏离值每次小于或等于 15min，但 12 个月周期内积累时间小于或等于 80h	≤t_2+__℃
	不允许值	>t_2+__℃

注　p_0 为额定主汽阀前压力，MPa（a）；p_1 为额定冷再热蒸汽压力，MPa（a）；t_1 为额定主汽阀前温度，℃；t_2 为额定再热汽阀前温度，℃。

（二）汽轮机本体结构设计要求

1. 一般要求

（1）设备要满足技术先进、安全可靠的要求。

（2）对超超临界机组的选材提供说明，应包括汽缸、转子、叶片、喷嘴、主汽阀、再热汽阀、导汽管等，还应包括常规及高温应力下的一般机械性能数据，特别是高温持久强度、10 万 h 蠕变断裂强度（说明数据来源）、蠕变断裂伸长率、韧性，以及冲击韧性（Ak-T）、脆性转变温度（FATT）、金属平面应变断裂韧度（KIC）等重要性能及其对寿命和汽轮机本体性能的影响，并注明长期使用温度和允许工作压力。

（3）在考虑轴系稳定性时，要考虑蒸汽激振力的影响。

（4）汽轮机的滑销系统应保证长期运行灵活，机组滑销系统不应采用注润滑剂措施，而应采用润滑合金。

2. 汽轮机转子及叶片

（1）汽轮机转子采用无中心孔的整锻转子。

（2）汽轮机结构应可以保证在不揭缸的情况下，进行转子的动平衡试验。

（3）应提供各个转子的脆性转变温度（FATT）的数值，并解释取得该数值的依据，以确认其正确性。应力争降低转子的脆性转变温度，至少脆性转变温度值不应影响机组启动的灵活性。

（4）转子相对推力瓦的位置应设标记，以便容易地确定转子的位置。

（5）低压末级及次末级叶片应具有必要的成熟的抗应力腐蚀及抗水蚀措施，并予以说明，汽轮机应设有足够的除湿用疏水口；调节级叶片及动、静叶片需采用更为合理的型线，以降低端部损失；为防止激振力引起轴系扭振造成叶片疲劳损坏，叶片特别是叶根应考虑有足够的裕量。

（6）叶根固定尺寸及公差能保证备品叶片具有良好的互换性。

（7）汽轮机各转子在出厂前应进行高速动平衡试验，试验精度应达到_____mm/s；转子应在制造厂进行超速试验，超速试验的转速不超过额定转速的_____%。

3. 汽缸

（1）汽缸应能使汽轮机在启动、带负荷、连续稳定运行及冷却过程中，因温度梯度造成的变形量小，能始终保持正确的同心度。

（2）汽缸应采用已有成熟运行业绩的结构和材料。

（3）汽缸上的压力、温度测点必须齐全，位置正确，符合运行、维护、集中控制和试验的要求。汽轮机壁温测点应有明显的标志，并提供便于安装检修的措施，内缸壁温测点应能在不揭缸的情况下拆换。

（4）提供低压缸自动喷水系统中本体管道、阀门、附件和自动控制装置等。喷水装置的安装部件和喷水方向恰当，不能因喷水而损伤叶片。提供保护整个机组用的在每个低压缸上半部设置的排汽隔膜阀（即大气阀），该阀应有足够的排汽面积。

（5）为防止蒸汽激振引起的低频振动，高压部分汽封应选择合适的汽封间隙及结构形式。汽缸端部汽封及隔板汽封应该有适当的弹性和推挡间隙，当与转子偶有少许碰触时，可不致损伤转子或导致大轴弯曲。

4. 轴承及轴承座

（1）主轴承的结构形式确保不出现油膜振荡，各轴承的设计失稳转速在额定转速_____%以上，具有良好的抗干扰能力。充分考虑汽流激振力的影响。

（2）主轴承应是水平中分面的，不需吊转子就能够在水平、垂直方向进行调整，同时应是自对中心型的。

（3）运行中各轴承设计金属温度应不超过_____℃，各轴承的回油温度不得超过_____℃。轴承回油管上应有探杆孔及温度计插座。在油温测点及油流监视装置之前，不得有来自其他轴承的混合油流。

（4）推力轴承应能持续承受在任何工况下所产

生的双向最大推力。

（5）轴承座上应设置轴向位移和膨胀的监测装置。轴承座的适当位置上，应至少装设测量轴承在两个方向上及测量轴在两个方向上振动的装置。

5. 阀门

（1）主汽阀、调节汽阀、中压联合汽阀应严密，采用高强度耐热钢材，能承受在主蒸汽、热再热蒸汽管道上做 1.5 倍设计压力的水压试验，并考虑修正锅炉过热器出口联箱与主汽阀的水位静压差。

（2）主汽阀、调节汽阀、中压联合汽阀的材质应能适应与其相连接管道的焊接要求。应提供主蒸汽管道、热再热蒸汽管道与各自阀门的焊接方法及坡口加工图。应在制造厂对异种钢或不同管径进行焊接并提供其过渡段，过渡段要求在制造厂内完成焊接和热处理，保证与电厂管道用同种钢焊接的口径和坡口。

（3）主汽阀、调节汽阀和中压联合汽阀应具有显示阀门位置的机械指示装置。

（4）各阀门的阀体、阀芯、阀杆材料保证长期可靠安全运行，不起氧化皮，不发生卡涩及裂纹。各阀杆密封漏汽疏放合理，不对外漏汽。

（5）高压主汽阀、高压调节汽阀、中压主汽阀和中压调节汽阀应整体供货，现场不需要组装。

（6）高压主汽阀关闭时间不大于_____s（包括延迟），中压主汽阀及调节汽阀关闭时间不大于_____s（包括延迟）。

（三）汽轮机辅助系统设计要求

1. 汽轮机润滑油系统

（1）润滑油系统设有可靠的主供油设备及辅助供油设备，在启动、停机、正常运行和事故工况下，卖方应提供各个轴承的油量、油压、回油温度等数值，满足汽轮机、发电机所有轴承的要求。

（2）润滑油系统包括主油箱、交流润滑油泵、直流事故油泵、顶轴油泵、冷油器、阀门、管道、仪表及满足每台汽轮发电机组所需的全部附件（如回油管上的探杆孔、温度计插座和进油管上的活动滤网等）。

（3）油箱容量的大小，应保证当厂用交流电失电的同时冷油器断冷却水的情况下停机时，仍能保证机组安全惰走，此时，润滑油箱中的油温不应超过_____℃，并保证安全的循环倍率。主油箱的大小应能容纳停机时所有流回到油箱里来的油。

（4）主油箱上应设置两台全容量用交流电动机驱动的抽油烟机和油烟分离器等。主油箱应设置电加热器对润滑油温度进行调整，应提供电加热器及温控设备，加热器应埋入油中。汽轮机润滑油系统应考虑配有氢冷汽轮发电机润滑油系统排氢设施的回油。

（5）汽轮机润滑油系统所用管道及附件应是强度足够的厚壁管，至少应按不低于 2 倍工作压力进行设计。尽量减少法兰及管接头连接，对靠近蒸汽管道的油管道采用防护结构，润滑油系统中的附件不应使用铸铁件。所有的油管道焊缝全部采用氩弧焊。润滑油系统可使用套装油管，管道、管件、阀门及附件均要求采用不锈钢材料。

（6）所有润滑油系统的泵组应设计成能自动启动、遥控及手动启停。设有停止—自动—运行按钮和用电磁操作的启动试验阀门。

（7）冷油器应根据汽轮发电机组在设计冷却水温、面积余量为_____%情况下的最大负荷设计。冷油器的设计和管路布置方式应允许汽轮机在额定功率下运行时停止使用任何一台冷油器，以便放空、清洗和重新投入运行。

2. 盘车装置

（1）盘车装置应是自动啮合型的，能使汽轮发电机组转子从静止状态转动起来，盘车转速由卖方自行确定。

（2）盘车装置在汽轮机冲转达到一定转速后能自动退出，并能在停机时自动投入。盘车装置与顶轴油系统、发电机密封油系统间设联锁。

（3）提供压力变送器和压力联锁保护装置，防止在油压建立之前投入盘车，盘车装置正在运行而油压降低到不安全值时能发出报警，当供油中断时能自动停止运行。

3. 轴封供汽系统

（1）轴封供汽系统的压力和温度应是自动控制的（自密封系统），并符合防止汽轮机进水而损坏汽轮机的措施，若给水泵汽轮机的参数与主汽轮机参数匹配，该系统还能向给水泵汽轮机供轴封蒸汽。轴封供汽系统的备用汽源满足机组冷热态启动和停机的需要。该系统设有轴封压力自动调整装置、溢流泄压装置和轴封抽气装置。

（2）轴封用汽进口处设有永久性蒸汽过滤器。轴封供汽系统上应配置调压装置，以满足向高中压缸和低压缸各轴封的供汽参数要求。轴封供汽系统应包括轴封汽源切换用的手动检修隔绝阀、减压阀、旁路阀、泄压阀和其他阀门及仪表有关附属设备等。

4. 汽轮机疏水、排汽系统

（1）疏水系统应能排出所有设备包括管道和阀门内的凝结水。该系统还应使备用设备、管道、阀门保持在运行温度状态。凝汽器应充分考虑接纳上述疏水负荷。

（2）排汽系统应能在机组跳闸时立即排放蒸汽，防止汽轮机超速和过热。机组解列后，该系统还具有排除联合汽阀中的蒸汽的功能。主、再热蒸汽管道和部分高压疏水增加过疏水过热度进行控制功能。

（3）疏水系统和排汽系统应为全自动，并能远方手动。疏水阀及其气动执行机构在失去压缩空气气源、断电、失信号时，阀门应向安全方向动作，并应配置手动装置。

第三章

抽 凝 式 汽 轮 机

第一节　汽 轮 机 的 选 型

热电联产汽轮机是同时承担供热和发电两项任务的汽轮机，主要有背压式（纯背压式B型机组、抽汽背压式CB型机组）、调整抽汽式（一次调整抽汽式C型机组、二次调整抽汽式CC型机组）和抽凝两用机组（NC型机组）等类型。

从20世纪50年代开始，为发展热电联产工程，我国从苏联引进了供热机组的国家标准，并在此标准的基础上进行了研制，分为单抽、双抽和背压式机组。这些机组的主要特点是：

（1）单机容量在50MW及以下，相应进汽参数为高压及以下。

（2）与凝汽式机组相比，高压缸进汽量加大，在抽汽时仍能满发。

（3）当抽汽量适中时，机组可以超发，故25～50MW配套发电机的额定有功功率为30～60MW。

从20世纪70年代开始，在我国的热电联产工程中使用了抽凝两用机组，其特点是：

（1）汽轮机容量在125MW及以上，参数为超高压或亚临界。

（2）以凝汽式机组为原型，有中间再热，所配高压缸与锅炉容量均保持不变，故多抽汽时就少发电。

（3）在凝汽工况运行时效率较高，多采用从中、低压缸连通管上装蝶阀接三通方式对外供热，在抽汽工况时凝汽发电部分效率下降。

（4）多采用单元制系统，一台机组配一台锅炉。

这类机组主要用于凝汽、供热两用，也可带少量（调峰或备用）工业负荷，不宜大量带工业负荷。

针对前两类机组存在的问题，国内主要汽轮机制造厂在引进技术的基础上，开发了大容量高效专用供热机组，其特点是：

（1）向大容量方向发展。在300MW级的基础上，开发了600MW级和1000MW级的供热机组。

（2）向超临界和超超临界参数发展。配合单机容量的加大，进一步提高热效率。

（3）优化抽汽压力及压力调节方式。

与凝汽式汽轮机全部蒸汽用于机组做功发电不同，抽凝式汽轮机从中间级抽出已经做过功的部分蒸汽，用于向外部热用户供热，减少进入凝汽器的排汽量。抽凝式汽轮机可向外供应一种或两种参数的抽汽，抽汽压力由调压系统控制，抽凝式汽轮机能在较大的范围内同时满足热负荷和电负荷的不同要求，比纯背压式汽轮机运行灵活。

一、参数与系列

1. 抽凝式汽轮机分类

抽凝式汽轮机机型种类多，用途范围广，调节类型多样，按不同方法有不同的分类方式：

（1）按热力特性（抽汽参数等）和结构的不同，抽凝式汽轮机可分为不可调整抽汽凝汽式汽轮机和可调整抽汽凝汽式汽轮机。

（2）按供热可调整抽汽次数可分为一次调整抽汽抽凝式汽轮机和二次调整抽汽抽凝式汽轮机。

（3）按供热蒸汽的用途可分为工业用汽抽凝式汽轮机和供热用汽抽凝式汽轮机。

目前应用较为广泛的抽凝式汽轮机有以下几种形式：①具有一次调整供热抽汽的抽凝式汽轮机；②具有一次调整工业抽汽的抽凝式汽轮机；③具有二次调整抽汽的抽凝式汽轮机，可以同时向外供应不同压力等级的供热和工业抽汽。

2. 抽凝式汽轮机主要设计及选型原则

（1）主要设计原则。

1）一次调整抽汽抽凝式汽轮机以抽汽点为界，分为高压与低压两个部分，来自锅炉的蒸汽经高压配汽系统进入高压部分做功以后，一部分蒸汽抽出汽轮机供至热用户，剩余的蒸汽经低压蒸汽系统进入汽轮机低压部分，在汽轮机内继续做功后排入凝汽器。

2）一次调整抽汽抽凝式汽轮机的配汽系统由调速系统和调压系统共同控制，能够同时满足不同电负荷和热负荷的需要。当热负荷为零时，抽凝式汽轮机

以凝汽工况运行；当热负荷为最大值时，低压部分以通过最小冷却蒸汽流量工况运行。调整抽汽抽凝式汽轮机和相同功率等级的凝汽式汽轮机设计原则相同，可采用高进汽参数、低背压和多级回热抽汽加热给水，以及大功率机组采用中间再热循环等方式，提高机组的热经济性。

3）二次调整抽汽抽凝式汽轮机与一次调整抽汽抽凝式汽轮机设计原则基本相同，仅以两个抽汽点为分界，将汽轮机分为三个部分。

（2）机型选择。热电联产汽轮机机型、参数和容量的选择应根据热电联产机组的类型、供热介质、热网的规模与建设规划及电负荷需求等因素综合确定，主要应基于最大供热负荷与供电负荷进行协调和匹配，根据热负荷的不同类型，可大致分为三类：

1）一种或两种参数的工业蒸汽热负荷，且全年热负荷较为稳定；

2）一种或两种参数的蒸汽或热水热负荷，且全年热负荷随季节变化；

3）一种参数的热负荷全年较为稳定，另一种参数的热负荷随季节变化。

对于第一种类型的热负荷，一般可选用背压式或抽汽背压式汽轮机，由于汽轮机无冷端损失，可获得较高的热经济性。但背压机组是完全的“以热定电”运行方式，即只能根据供热量来确定机组的发电量，不能根据电网需求调整发电负荷。

对于第二类热负荷，可选用一次调整抽汽抽凝式或二次调整抽汽抽凝式汽轮机的可调整抽汽来供应。这种机组能分别根据电网和热负荷的需求，在一定的范围内调整发电负荷和供热负荷的比例。

对于第三类热负荷，可选用二次调整抽汽抽凝式汽轮机的两组可调整抽汽来供应，也可以采用一次调整抽汽抽凝式汽轮机和背压式汽轮机相互配合对外供热。

3. 抽凝式汽轮机参数

根据 GB/T 754—2007《发电用汽轮机参数系列》，非再热式汽轮机新蒸汽参数系列与再热式汽轮机新蒸汽参数及再热温度系列参见本手册第二章中表 2-1 及表 2-2。热电联产汽轮机供热蒸汽压力系列及可调整范围见表 3-1。

表 3-1 热电联产汽轮机供热压力系列及可调范围

供热压力（MPa）	0.05	0.08	0.12	0.20	0.25	0.30	0.50	0.70	1.0
可调范围（MPa）	±0.04	±0.04	+0.13 −0.05	±0.1	±0.1	±0.1	+0.2 −0.1	+0.2 −0.1	+0.3 −0.2

续表

供热压力（MPa）	1.3	1.6	2.0	2.5	3.0	3.7	4.1	4.4
可调范围（MPa）	±0.3	±0.3	±0.3	±0.2	±0.2	±0.2	±0.2	±0.2

二、效率与热经济性指标

对于抽凝式汽轮机，蒸汽进入汽轮机后的热力循环与凝汽式汽轮机基本相同，因此蒸汽参数、回热技术、给水温度及再热次数对机组热经济性的优化和影响与凝汽式汽轮机也基本相同，可参见本手册第二章的相关论述。本节主要介绍热电联产机组的热经济性指标计算，下述计算也同样适用于背压式汽轮机热电联产机组。

在热电联产机组中，燃烧燃料所放出的热量不但生产电能，而且满足用户所需的热能。因此，表征热电联产机组的热经济性指标，除与凝汽式汽轮机组相同的电能生产的指标外，还应考虑生产热能的指标。为确定热电联产机组电能和热能的生产成本及有关的热经济指标，须将总热耗量合理地对电能及热能进行分配。

国内对于热电联产机组总热耗量的分配方法有热量法、实际焓降法、做功能力法等，其中热量法应用最多，是较为通用并得到较广泛认可的分配方法。

热量法的核心是只考虑能量的数量，而不考虑能量品质的差异，将热电联产机组的总热耗量根据生产两种产品的数量按比例进行分配。

（1）热电厂总热耗量

$$Q_{tp}=B_{tp}Q_{net}=\frac{Q_b}{\eta_b}=\frac{Q_0}{\eta_b\eta_p} \tag{3-1}$$

式中 Q_{tp}——热电联产机组总热耗量，kJ/h；

B_{tp}——热电联产机组总燃料消耗量，kg/h；

Q_{net}——燃料低位发热量，kJ/kg；

Q_b——热电联产机组锅炉热耗量，kJ/h；

Q_0——热电联产机组汽轮机热耗量，kJ/h；

η_b——热电联产机组锅炉效率，%；

η_p——热电联产机组管道效率，%。

热电联产机组分配给热能的热耗量以热用户实际消耗的热量为依据，分配给热能的热耗量为

$$Q_{tp,h}=\frac{Q_h}{\eta_b\eta_p}=\frac{Q}{\eta_b\eta_p\eta_{hs}} \tag{3-2}$$

式中 $Q_{tp,h}$——热电联产机组分配至热能的热耗量，kJ/h；

Q_h——热电联产机组对外供热量，kJ/h；

Q ——热用户需要的热量，kJ/h；

η_{hs} ——热网效率，%。

于是，分配给电能的热耗量为

$$Q_{tp,e}=Q_{tp}-Q_{tp,h} \tag{3-3}$$

式中 $Q_{tp,e}$——热电联产机组分配至电能的热耗量，kJ/h。

热量法分配给热能的热耗量与供热参数无关，按新蒸汽直接供热计算而未考虑实际热电联产供热蒸汽在汽轮机中已做功、实际能级降低的情况，热电联产的节能收益（减少冷源损失的部分）全部由电能享有，因此热量法也称为热电联产“效益归电法”或“好处归电法”。

（2）热电联产的年平均热效率，又称能源利用效率，即

$$\eta_{ra}=\frac{0.0036P_a(1-\xi)+Q_a}{29.307B_a}\times100\% \tag{3-4}$$

式中 η_{ra} ——年平均全厂热效率，%；

P_a ——年发电量，kWh/a；

ξ ——综合厂用电率，%；

Q_a ——年供热量，GJ/a；

B_a ——年耗标煤量，t/a。

（3）汽轮发电机组热耗率为

$$k_r=\frac{q_m(1+\xi_1)(h''_{sh}-h_{fw}+a_r\Delta h_r)\times10^3-q_c[(h_c-h_{sw}-\psi(h_s-h_{sw})]\times10^3}{P_e} \tag{3-5}$$

式中 k_r ——汽轮发电机组热耗率，kJ/kWh；

q_m ——汽轮机主蒸汽流量，t/h；

ξ_1 ——机组汽水损失率，%；

h''_{sh} ——汽轮机主蒸汽焓值，kJ/kg；

h_{fw} ——汽轮机给水焓值，kJ/kg；

a_r ——汽轮机再热蒸汽与主蒸汽流量比，%；

Δh_r ——汽轮机再热蒸汽焓值差，kJ/kg；

q_c ——汽轮机抽汽量或背压排汽量，t/h；

h_c ——供热抽汽或背压排汽焓值，kJ/kg；

h_{sw} ——生水焓值，kJ/kg；

ψ ——热网疏水回水率，%；

h_s ——热网疏水焓值，kJ/kg；

P_e ——汽轮机发电机组功率，kW。

（4）热电联产汽轮发电机组供热期平均发电标准煤耗率为

$$b_r=\frac{k_r}{29307\eta_b\eta_p}\times10^3 \tag{3-6}$$

式中 b_r ——汽轮发电机组供热期平均发电标准煤耗率，g/kWh；

k_r ——汽轮发电机组热耗率，kJ/kWh；

η_b ——热电联产机组锅炉效率，%；

η_p ——热电联产机组管道效率，%。

三、抽凝式汽轮机工况特性

调整抽汽抽凝式汽轮机的工作原理可以用工况图表示，工况图是汽轮机功率、流量和调整抽汽量三者之间在各种运行条件下的关系曲线。

1. 一次调整抽汽抽凝式汽轮机功率与流量的关系

如图 3-1 所示，一次调整抽汽抽凝式汽轮机可以简化为由高压部分和低压部分组成，蒸汽（D_0）在机组的高压部分膨胀做功后，分成两部分，一部分蒸汽（D_e）供至热用户，另一部分蒸汽（D_c）经过中压调节阀进入汽轮机低压部分继续膨胀做功，最后排入机组凝汽器。由于有调整抽汽，使汽轮机高压缸和低压缸的流量相差较大，工况变化范围也较大。

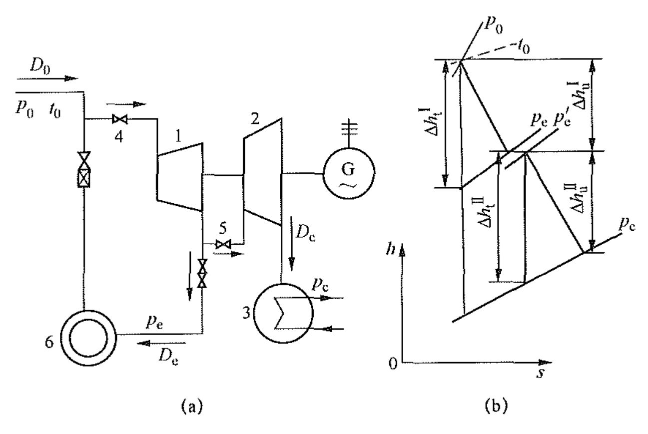


图 3-1 一次调整抽汽抽凝式汽轮机热力系统示意图

（a）热力系统示意图；（b）工况示意图

1—高压部分；2—低压部分；3—凝汽器；4—调节阀；5—中压调节阀；6—热用户

一次调整抽汽抽凝式汽轮机内功率 P_i 可以表示为

$$P_i=\frac{D_0\Delta h_t^{I}\eta_{ri}^{I}}{3600}+\frac{D_c\Delta h_t^{II}\eta_{ri}^{II}}{3600} \tag{3-7}$$

式中 P_i ——一次调整抽汽抽凝式汽轮机内功率，kW；

D_0 ——高压部分蒸汽流量，kg/h；

D_c ——低压部分蒸汽流量，kg/h；

Δh_t^{I} ——高压部分绝热比焓降，kJ/kg；

Δh_t^{II} ——低压部分绝热比焓降，kJ/kg；

η_{ri}^{I} ——高压部分相对内效率，%；

η_{ri}^{II} ——低压部分相对内效率，%。

理论上，可以利用式（3-7）计算并绘制调整抽汽抽凝式汽轮机工况图，即与不同的 D_0 和 D_c（或 D_e）数值相对应的 P_i 曲线图。

2. 一次调整抽汽抽凝式汽轮机工况图

考虑高、低压缸的理想比焓降和相对内效率均不

随流量变化，其功率与流量之间成线性关系，则一次调整抽汽抽凝式汽轮机工况图如图 3-2 所示。

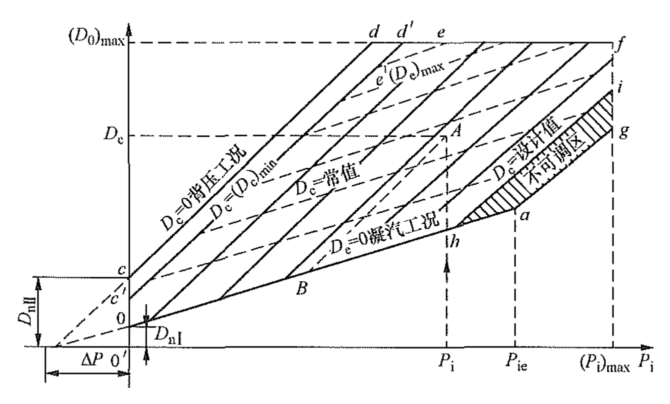


图 3-2　一次调整抽汽抽凝式汽轮机工况图

（1）凝汽工况线。当机组抽汽量 D_e=0 时，机组功率与流量的关系曲线称为凝汽工况线，如图 3-2 中的 $0-a$ 线，抽凝式汽轮机的总功率 P_i 与 D_0 之间为线性关系，图中 $0'-0$ 线表示功率为零时，通过汽轮机的空载汽耗量。

（2）背压工况线。当低压缸流量 D_c=0 时，机组功率与流量的关系曲线称为背压工况线，如图 3-2 中的 $c-d$ 线，此时高压部分蒸汽全部被抽出供至热用户，机组相当于背压式汽轮机，汽轮机的总功率 P_i 与 D_0 之间也为线性关系，$0'-c$ 线表示空载汽耗量。

实际运行中，为冷却低压缸叶片，须有一定量的蒸汽流过低压缸以带走由于摩擦鼓风产生的热量，因此 $D_c=0$ 的极限工况实际上不能实现。低压调节阀或旋转隔板关到最小开度时，也应保证最小冷却流量进入低压缸。考虑低压缸最小冷却流量时产生的功率为 P_{min}^{II}，则在这一工况下，功率与流量的关系曲线须从 $c-d$ 线平移一个 P_{min}^{II}，即 $c'-d'$ 线，称为最小凝汽工况线。

（3）等抽汽量工况线。当抽汽量 D_e 为常数时，机组功率与流量的关系曲线称为等抽汽量工况线，如图 3-2 中平行于 $0-a$ 的一组直线，图中 d' 点是最大抽汽量工况点，它是最小凝汽工况线与最大进汽量工况线的交点。

（4）等凝汽量工况线。当低压缸流量 D_c 为常数时，机组功率与流量的关系曲线称为等凝汽量工况线，当 $D_c=0$ 时，等凝汽量工况线就是背压工况线 $c-d$。当 D_c 为不同数值时，等凝汽量工况线是一组平行于背压工况线 $c-d$ 的直线。图 3-2 中的 $a-g$ 线表示低压缸通过最大设计流量时的工况线，阴影面积部分 $h-i-g-a$ 称为抽汽压力不可调区，在此区域内，增加低压缸流量将使抽汽压力升高。在凝汽工况下，低压缸流量增大到最大值时，其功率增加到额定功率，即 a 点对应的工况。

图 3-2 中的 $d-f$ 线表示通过高压缸流量为最大流量时的工况线，此时高压缸前调节阀全开，进入汽轮机的流量为一常数，这一工况线是平行于横坐标的直线。对同样的进汽量，可以通过改变调整抽汽量来改变进入低压缸的流量，从而调整汽轮机功率，汽轮机的最大功率受到允许最大功率的限制。图 3-2 中 $a-0-c'-d'-e-f-g-a$ 面积中的任何一点均代表抽凝式汽轮机一种特定的运行工况，其纵坐标表示机组的进汽量，横坐标表示机组发电功率，D_e 常数线表示抽汽量。通过机组运行工况 D_0、P_i、D_e 及 D_c 这四个参数中的任意两个就可以根据工况图查出另外两个参数。

抽凝式汽轮机的工况图是按照机组典型系统和额定参数通过热力计算或试验数据绘制的。在使用工况图时，如果汽轮机的运行条件与绘制工况图的边界条件不同，则应根据制造厂提供的校正曲线进行修正。

四、热平衡及抽汽工况图

1. 热平衡

汽轮机热平衡是汽轮机热力系统辅助设备及管道的选型依据，对于抽凝式汽轮机，通过汽轮机热平衡计算，可以确定不同运行工况下各部分的汽、水流量及其参数和经济指标，还可以获知各个运行工况下汽轮机的发电负荷及供热负荷情况。

图 3-3 是某型号为 N350/C277-25.4/0.40/566/566 的超临界、一次中间再热、两缸两排汽、单轴、抽凝式汽轮机热平衡图。该抽凝式汽轮机具有 8 级回热抽汽，一级、二级和三级抽汽分别作为 3 台高压加热器的加热汽源；三级抽汽除供给 3 号高压加热器外，同时具备额定 50t/h 工业抽汽的能力；四级抽汽除供给除氧器外，还向 2 台给水泵汽轮机、辅助蒸汽系统和锅炉暖风器系统供汽；二级抽汽作为辅助蒸汽系统和给水泵汽轮机的备用汽源。五级抽汽为中压缸排汽，供给生水加热器及 5 号低压加热器，同时具备供应供热蒸汽的能力；六级、七级和八级抽汽供给 3 台低压加热器。

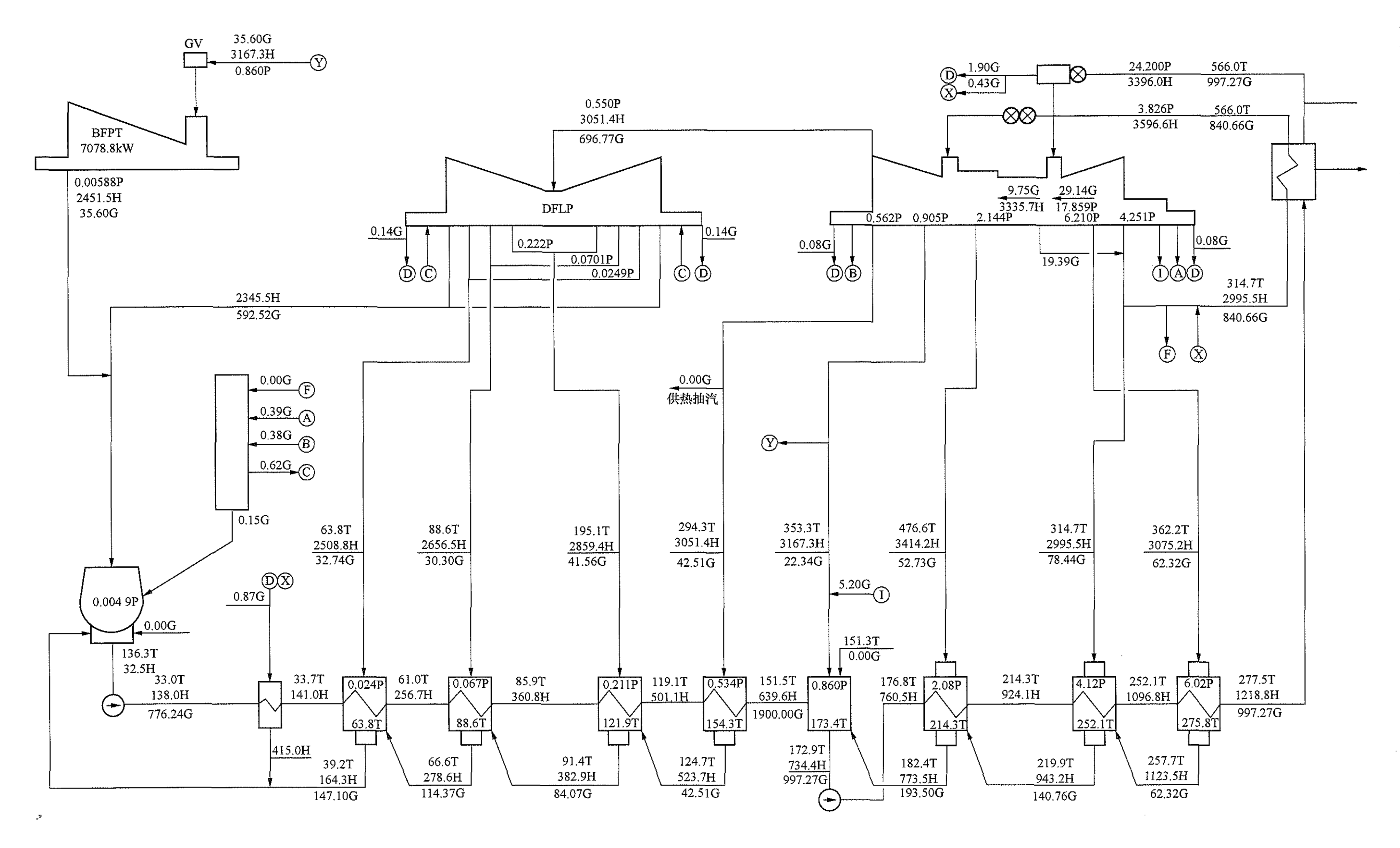


图 3-3　某 350MW 超临界抽凝式汽轮机热平衡图

其他典型参数抽凝式汽轮机热平衡参见《电力工程设计手册 集中供热设计》第四章供热式汽轮机特性。

2. 抽汽工况图

某型号为CJK350-24.2/0.4/566/566的超临界、一次中间再热、单轴、两缸两排汽、间接空冷抽凝式汽轮机的抽汽工况图，如图3-4所示。

（1）该工况图是基于供热抽汽压力为0.4MPa（a），额定背压为12.5kPa（a）而计算绘制的。

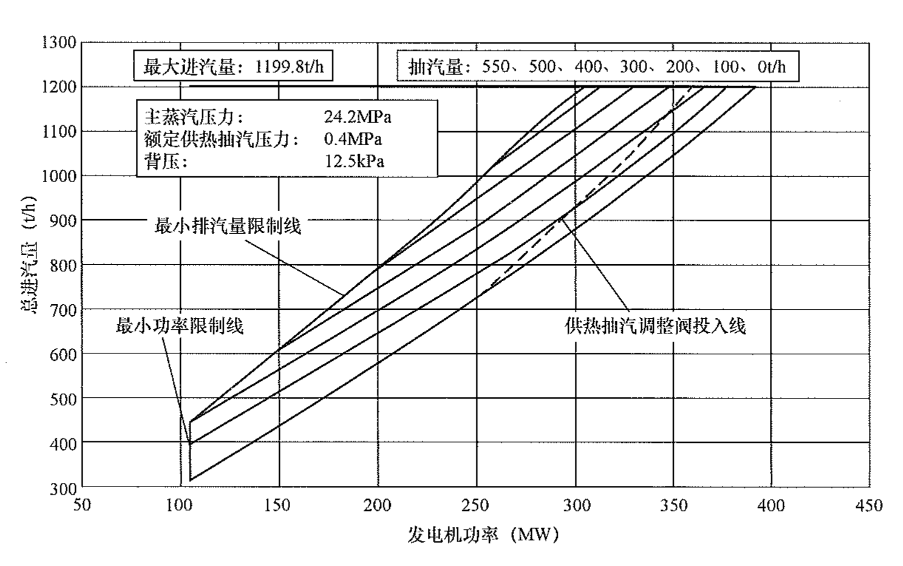


图3-4 某350MW超临界抽凝式汽轮机抽汽工况图

（2）采暖抽汽调整阀投入线。供热抽汽调整阀投入线右侧，表示在此进汽量下，供热抽汽投入后，供热抽汽调整阀不需要投入，供热抽汽压力仍然高于额定抽汽压力；供热抽汽调整阀投入线左侧，表示在此进汽量下，供热抽汽投入后，需要供热抽汽调整阀调整抽汽压力至额定压力。同时供热抽汽调整阀投入线受供热抽汽量的影响，当供热抽汽量增加时，该线向右侧移动。

（3）低压缸最小排汽量限制。在抽汽工况下，为防止末级叶片因排汽容积流量太小，进入鼓风状况，不同进汽量下有最大的抽汽量限制，对应低压缸最小进口压力为0.1MPa（a）。同时背压对该限制线有一定影响，当运行背压大于额定背压时，工况图上的该限制线向右移，反之向左移。

（4）除以上工况图说明的抽汽限制外，为保证中压缸叶片的可靠性，在供热抽汽投入时，中压缸排汽压力不得低于0.4MPa（a），如果需要在低于此压力下抽汽，可通过调整抽汽管道上的控制阀门节流来满足。

（5）为保证机组稳定运行，不推荐在投入旁路系统的同时投运供热抽汽系统。因此在额定抽汽压力下限制30%额定发电负荷为最小供热投运负荷。

第二节 本体结构

一、总体布置及结构特点

以哈汽350MW超临界、中间再热、抽凝式汽轮机为例简要介绍抽凝式汽轮机的总体布置及结构特点。

1. 总体布置

机组设有2个高压主汽调节联合阀，对称布置在高压缸的两侧，通过刚性支架支撑在梁上；阀门通过挠性导汽管与高压缸主蒸汽进口连接。机组设有2个再热主汽调节联合阀，对称布置在机头两侧，通过弹性支架（恒力支架）坐落在运行层基础上；阀门通过挠性导汽管与中压缸再热蒸汽进口连接。

高中压缸由4只“猫爪”搭在前轴承箱和低压缸一体的中轴承箱上，并通过推拉结构相连接。对于该机型，可以根据需要采用高、中压缸分缸或合缸结构。350MW超临界、中间再热、抽凝式汽轮机的外形如图3-5所示。

2. 蒸汽流程

新蒸汽从下部进入置于汽轮机两侧的2个固定支承的高压主汽调节联合阀，由每侧各2个高压调节阀流出，经过4根高压导汽管进入高压缸；进入高压缸的蒸汽通过1个冲动式调节级和12个反动式压力级后，由外缸下部两侧排出。再热后的蒸汽从机组两侧进入2个再热主汽调节联合阀，由每侧各1个中压调节阀流出，经过2根中压导汽管由外缸中部下半缸进入中压缸；进入中压缸的蒸汽经过11级反动式压力级后，从中压缸后端上部经过连通管进入低压缸。低压缸为双分流结构，蒸汽从通流部分的中部流入，经过正、反向各6级反动式压力级后，从2个排汽口向下排入凝汽器。

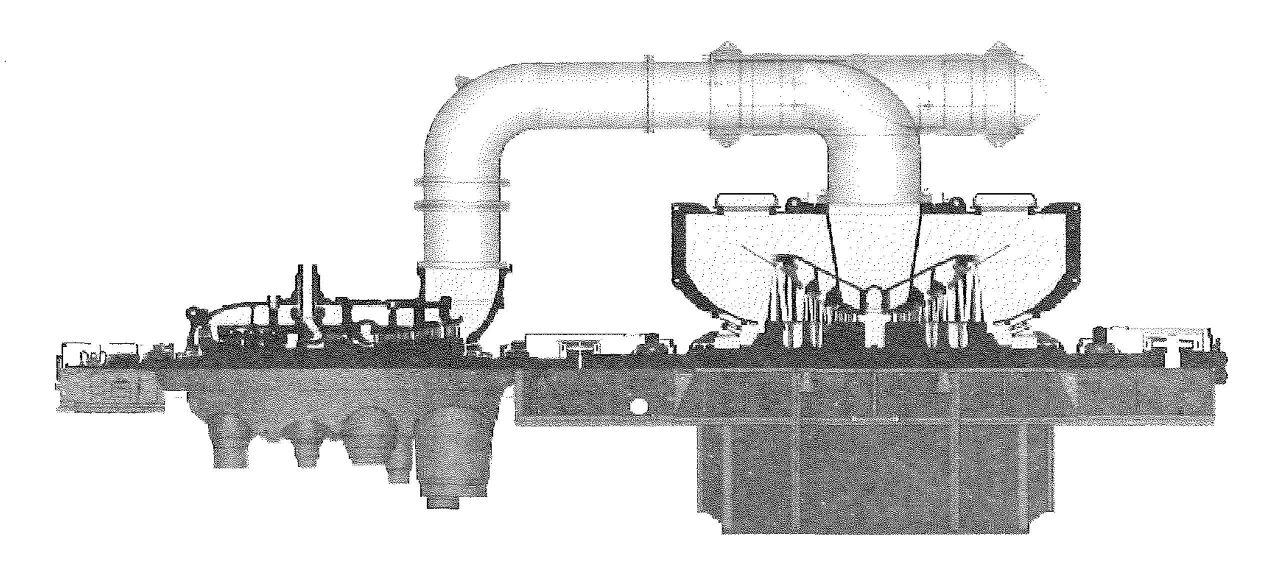


图 3-5　350MW 超临界、中间再热、抽凝式汽轮机的外形图

在中、低压缸之间的连通管上装有调整蝶阀，以控制抽出供热抽汽的压力和流量，供热抽汽从中压缸后端下部 2 个抽汽口抽出。

3. 汽缸

（1）高中压缸。高中压缸由高中压外缸及高压内缸（中压隔板套）、隔热罩等组成，形成双层缸结构。中压缸后端下部铸造 2 个口径约 1000mm 的抽汽口，中压通流级数为 11 级，以满足用户供热需求。

1）高中压缸外缸。高中压外缸由前后端共 4 只猫爪支撑，这 4 只猫爪与下半汽缸一起整体铸出，位于下半水平法兰的上部。发电机端猫爪以同样方式搭在前轴承箱下半两侧的支承键上，汽缸的每个猫爪与轴承箱之间都用双头螺栓连接，以防止汽缸和轴承箱之间产生脱空。在前后端，高中压外缸与相邻轴承箱之间都用 H 形定中心梁连接，它们与汽缸及相邻轴承箱间由螺栓及定位销固定。高、中压部分均采用了适应高温、高压的超临界汽轮机材料，高中压外缸为 CrMo 钢铸件。

2）高压内缸。高压内缸通过水平中分面分为上、下两半。高压内缸支撑在外缸水平中分面上，通过定位销在顶部和底部导向。

3）隔热罩。中压缸进汽段内壁设有隔热罩。隔热罩由 CrMo 钢板拼焊而成，分为上、下两半，靠中分面法兰连接。中压缸进汽管与外缸连接，隔热罩的进汽管插入外缸进汽管内，接合处有密封装置。

4）喷嘴室。喷嘴室由合金钢铸成，并通过水平中分面形成了上、下两半。喷嘴室采用中心线定位，支撑在内缸中分面处。

5）高、中压隔板。高、中压隔板均采用自带冠式导叶片组合焊接而成，并在中分面处分为上、下两半。在隔板外环处，通过 L 形塞紧条将隔板固定在隔板套内。

6）高中压缸夹层及转子冷却。高中压缸有 2 股冷却蒸汽，一股来自高压排汽区，通过挡汽板进入高、中压外缸与高压内缸的夹层内，再经过内缸上的小孔进入外缸中部分与隔热罩之间的夹层内，冷却高温中压进汽区，防止高中压外缸过热；另一股冷却蒸汽来自调节级后，经高中压平衡鼓流出，沿中压导流环内侧进入中压第 1 级，通过第 1 级动叶根部的缝隙，利用反动式动叶特有的动叶前后的压差流动，使转子表面被冷却蒸汽覆盖。

（2）低压缸。

1）低压内、外缸。低压外缸全部由钢板焊接而成；低压缸设计成 3 层缸结构，由外缸和 1、2 号内缸组成，可减少整个缸的绝对膨胀量。低压外缸上、下半各由 3 部分组成，即汽轮机侧排汽部分、发电机端排汽部分和中部。各部分之间通过垂直法兰面由螺栓作永久性连接而成为一个整体。低压缸两端的排汽缸上盖装有 2 个大气阀。低压缸排汽区设有喷水装置，空转和低负荷时按要求自动投入，以降低低压缸温度，保护末级叶片。

2）低压隔板。低压第 1～4 级隔板与高、中压隔板结构基本相同；第 5、6 级隔板采用静叶与内外环分别焊接，成为一块隔板，并在中分面处分开为上、下两半。

4. 转子及动叶片

（1）转子。高中压转子采用具有高蠕变断裂强度的实心合金钢锻件加工而成。在高压端连接一个独立的短轴，其上装有推力盘、主油泵叶轮和超速跳闸装置。高中压转子和低压转子之间通过整体的联轴器法兰刚性连接。转子通过前轴承箱中的推力轴承定位。低压转子同样采用实心合金钢锻件加工

而成。两侧叶轮对称布置，以平衡低压转子的轴向推力。

（2）动叶片。调节级动叶片是电火花加工的 3 只叶片为 1 组的 3 联叶片。动叶片采用叉形叶根。每组动叶片采用 3 个轴向定位销钉，通过冷淬的方法进行装配，将动叶片固定在转子上。每组动叶片自带围带，装配后形成整圈连接。

高压反动式动叶片共 12 级，具有相似的结构形式，均为 T 形叶根；叶片的工作部分为 5 个不同的截面伸缩而形成；中压反动式动叶片共 11 级，全部为扭叶片，全部为自带冠叶片；低压反动式动叶片对称双分流布置，每侧各 6 级，全部为自带冠叶片。

5. 阀门

（1）高压主汽调节联合阀。高压主汽阀、调节阀为联合阀结构，每个高压主汽调节联合阀由 1 个水平布置的主汽阀和 2 个垂直布置的调节阀组成，如图 3-6 所示。

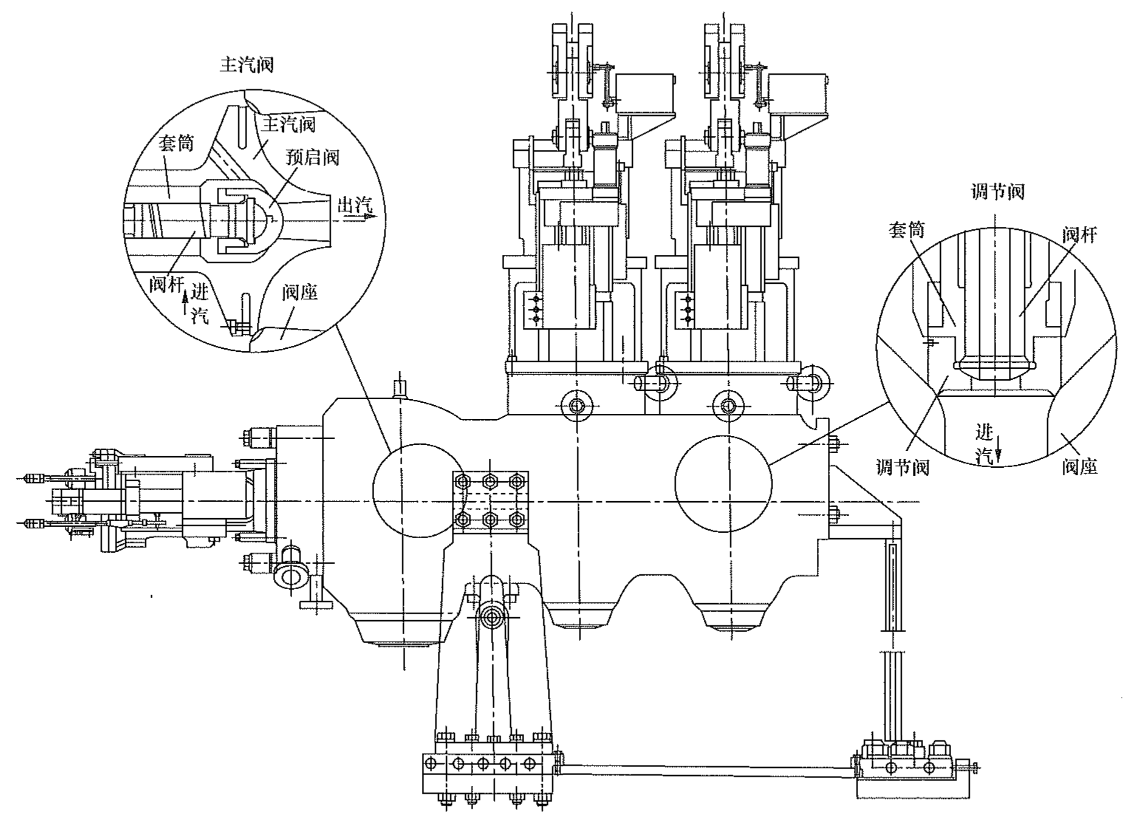


图 3-6 高压主汽调节联合阀外形图

高压主汽阀由液压执行机构驱动，可以在启动时控制转速，并可以通过控制快速关闭阀门。高压主汽阀是油动机控制、水平放置的柱塞型阀门结构，其内包括内外 2 个单座不平衡阀门。预启阀位于高压主汽阀内，参与控制全周进汽的启动、同步转速和带初始负荷。

蒸汽通过高压主汽阀经蒸汽室进入油动机独立控制的柱塞型高压调节阀。位于机组两侧的 2 个高压主汽调节联合阀结构相同，可控制进入高压缸的蒸汽流量。阀壳通过挠性支架锚固在基础上。高压主汽阀壳体与调节阀壳体为铸造结构，材料为 CrMoVNb 铸钢。

（2）再热主汽调节联合阀。再热主汽调节联合阀安装在再热器和汽轮机中压缸之间的每根再热蒸汽管路上。每台汽轮机共有 2 个再热主汽调节联合阀，分别布置在机组两侧。每个再热主汽调节联合阀由 1 个中压主汽阀和 1 个中压调节阀组成。每个阀都安装在 3 个浮动支承上。

1）中压主汽阀。中压主汽阀的作用是作为再热中压调节阀的备用保险设备。当超速跳闸机构动作、汽轮机跳闸时，再热中压调节阀未动作的情况下，中压主汽阀关闭。该阀为扑板式阀门，由悬挂在蝶阀摇臂上的蝶阀及通过键与蝶阀摇臂相连接的主轴组成。中压主汽阀阀碟通过螺母连接在阀碟摇臂上，摇臂则通过键固定在主轴上，主轴通过连杆和活塞杆相连。

2）中压调节阀。中压调节阀安装在汽轮机的每根中压进汽管道上，与中压主汽阀焊接为一体，在机组甩负荷后，用以截断由再热器去中、低压汽轮机的蒸汽。启动期间，当汽轮机蒸汽旁路系统投运时，中压调节阀也具有调节蒸汽流量的能力。

中压调节阀为带有预启阀的活塞式结构。每个中压调节阀都有自己独立的执行机构，并可通过该执行机构控制中压调节阀的阀门开度。中压调节阀装有蒸

汽滤网，滤网环绕阀体底部装配，并在阀体和阀盖顶部紧固。

（3）抽汽蝶阀。抽汽蝶阀布置在连通管的水平管道上。为了保证抽汽蝶阀的重量不对水平管道产生附加作用力，在阀门下部增加了辅助支撑。抽汽蝶阀由油动机控制，通过调节抽汽蝶阀的开度来控制供热抽汽的压力和流量。

6. 滑销系统

该机组汽轮机定子部件膨胀的绝对死点设置在低压缸中心线上，由预埋在基础中的 2 块横向定位销和 2 块轴向定位销定位，低压缸的轴向中心线和横向中心线的交点形成绝对死点。发电机定子部件膨胀的绝对死点位于发电机的中心，由预埋在基础中的 2 块横向定位销和 2 块轴向定位键定位，并在横向和轴向中心线的交点处形成发电机的绝对死点。

高中压缸和低压缸之间采用推拉杆机构，高中压缸汽轮机侧、发电机端通过定中心梁将高中压缸与前轴承箱和低压缸于轴向连接在一起。定中心梁通过螺栓和定位销固定在汽缸及轴承箱上。

高中压转子与低压转子之间及低压转子与发电机转子之间均采用法兰式刚性联轴器连接，整个轴系由 6 个轴承支撑（其中包括 2 个发电机支持轴承）。轴承的轴向位置靠机组高中压转子汽轮机侧的推力盘来定位。

7. 润滑油系统

润滑油系统为汽轮发电机的支持轴承、推力轴承和盘车装置提供润滑油，为氢密封系统提供备用油并为操纵机械、超速脱扣装置提供压力油。

润滑油系统由汽轮机主轴驱动的主油泵、射油器、冷油器、顶轴装置、盘车装置、排烟系统、油箱、油箱管路及附件、油处理系统管路及附件、润滑油泵、事故油泵、启动油泵（氢密封泵）、油净化装置、滤油装置、油箱电加热器、油位开关、油位指示器、套装油管路、阀门及各种监测仪表等构成。

该机组轴系共由 4 个支持轴承和 1 个推力轴承组成，支持轴承均为 4 个键支撑的具有自位功能的可倾瓦轴承。推力轴承是瓦块间自动平均分配荷载的均载式轴承，安装在前轴承箱内。

8. 辅助系统

（1）轴封系统。轴封系统主要设备包括轴封供汽压力调节阀、溢流调节阀、低压轴封蒸汽减温器、轴封冷却器、蒸汽过滤器、安全阀等。该汽轮机轴封系统为自密封系统，在较高负荷时，高压缸及中压缸的漏汽就可以满足低压缸轴封的需要量，达到额定负荷时，高、中压轴封漏汽除向低压轴封供汽外，多余的蒸汽通过溢流调节阀排往凝汽器。

辅助汽源用于冷态启动，随着负荷的不断增加，冷再热汽源向轴封联箱的供汽量逐步增加，当冷再热汽源的供汽量能满足轴封系统需要时，辅助汽源关闭。当系统达到自密封时，冷再热汽源关闭，由高压缸及中压缸的漏汽向低压缸轴封供汽。

（2）疏水系统。汽轮机疏水系统的作用是在机组启动、带负荷、甩负荷或停机时，防止水进入汽轮机或积聚在汽轮机内。

（3）通风系统。当汽轮机停机时，主汽阀和再热汽阀同时快速关闭，在高压缸内存留大量蒸汽，由于鼓风会使高压缸的温度迅速升高，过高的温度有可能造成叶片和转子的损坏，因此安装 2 个气动通风阀。当汽轮机跳闸时，空气伺服阀的空气将因电磁阀的开启而排入大气，通风阀则因供气中断而开启，从而产生通过高压缸向凝汽器的反向冷却流，使高压缸叶片和转子冷却。

（4）排汽缸喷水系统。该机组配有 1 套喷水减温装置，当机组转速达到 600r/min 直至带 15%负荷，机组运行出现低压缸排汽温度大于设定温度时，该减温装置投入运行。

二、设计工况与通流部分设计

1. 设计工况

抽凝式汽轮发电机组依靠少发电来多供汽，因而在供热期，可调发电容量是下降的，但抽凝式汽轮机以在非供热季节凝汽运行工况的发电能力为额定功率，即与同样新蒸汽量的凝汽式汽轮机相同。

对于抽凝式汽轮机，调整抽汽量越大，低压缸流量越小，在回热系统中抽汽压力较低的加热器的抽汽量和通过的给水量都会减小，因此对于长期供应工业热负荷供汽的汽轮机可适当减少给水加热器的级数。但对于大功率供暖抽凝式汽轮机，由于需要保证非供暖期仍有较高的发电效率，常采用与凝汽式机组同样的给水回热系统，在最大或额定抽汽工况运行时，压力较低的若干级低压加热器的抽汽量将显著减少。

对于工业用汽不能回收的抽凝式机组，需要大量的补给水，为满足锅炉对给水品质的要求，要增补给水的化学水处理和低压除氧设备。小功率机组可设置低压除氧器，大功率抽凝式机组可在凝汽器热井中设置除氧设备，以满足高压除氧器对给水含氧量的要求。

2. 通流部分设计

随着抽凝式汽轮机抽汽量（一次或二次）及发电功率的变化，其高、中、低压缸通流部分的流量各不相同，不能用同一种流量作为整个机组通流部分的设计流量。因此，除充分了解机组主要或经常运行工况及其变化范围外，还应考虑最大工业抽汽量、最大供热抽汽量、抽凝式汽轮机各缸的最大通流量等，而后合理确定高、中、低压缸通流部分的设计流量，以保

证机组在多数运行工况下有较高的经济性。目前，抽凝式汽轮机主要有以下设计原则：

（1）季节性较强的大功率供热抽凝式汽轮机（供热期抽凝工况运行，非供热期纯凝汽工况运行），使纯凝汽工况下有较高的效率，可将其设计为在纯凝汽工况运行时，机组发出额定功率，即将纯凝汽工况作为它的设计工况或额定工况。随着热负荷（即抽汽量）的增加，电功率相应下降，当抽汽量最大时，机组电功率为最小值，为纯凝汽工况时的70%～85%。

这种设计原则的特点是在较长的非供热期中，机组处于纯凝汽工况运行时的热效率较高，与同等功率的凝汽式机组相比，效率降低较少，电厂设备利用率高。在较短的供热期中，只有低压缸、低压加热器和发电机等设备在低于设计能力的工况下运行，而全年大部分时间则在纯凝汽工况下运行，机组的所有设备均得到充分利用。

采用此种设计理念的抽凝式汽轮机与同容量、同型式的凝汽式汽轮机在结构上有很大的通用性，有利于组织生产和管理，可缩短设计、制造和建设周期，降低造价，且主、辅机配套通用，成熟可靠，也可采用高参数中间再热循环和一机对一炉的单元制配置方式。

（2）工业抽汽量较大且稳定的供热抽凝式汽轮机，由于工艺流程中需要的蒸汽通常是稳定而没有季节性的，因此可将抽凝式汽轮机设计为在额定抽汽量时发出额定电功率。当抽汽量最大（大于额定抽汽量）时，电功率下降并将小于额定功率，当抽汽量小于额定抽汽量时，汽轮机进汽量也相应减少，电功率也随进汽量的减少而降低。低压缸通流部分以发出额定电功率时，在额定抽汽压力下低压调节阀全开的工况作为其设计工况，其低压缸的通流能力比同容量凝汽式机组小，这样不仅可以降低机组造价，还可以满足低压缸长期在小流量运行工况下的经济性要求，抽汽点前的高、中压缸通流部分则可以按照额定电负荷且供应额定热负荷时的进汽量设计。机组在保证提供额定抽汽量的工况下，能够发出额定电功率，这种抽凝式汽轮机高压缸的通流能力比同容量的凝汽式汽轮机大。

（3）对于供热抽汽量较大，抽汽量变化也较大，而且在任何热负荷下均要发出额定电功率的供热抽凝式汽轮机，可将其设计为在额定抽汽量时能发出额定电功率，并在纯凝汽工况时也能发出额定电功率。为减少在抽凝工况运行时的节流损失，可以将发出额定电功率纯凝汽工况时低压缸流量的一部分作为低压缸通流部分的设计流量，在抽汽量减少到某一参数以下时，其抽汽压力就会自发升高而不能保持恒定。

三、抽汽调节

调整抽汽抽凝式汽轮机配汽机构的抽汽调节阀可以根据阀门容积流量的大小及阀门在汽缸上的装配位置，确定采用单座或双座调节阀、调节蝶阀或是旋转隔板。所有调节阀都是按照调节系统的控制逻辑通过液压执行机构（油动机）进行操作。

1. 单座或双座调节阀（座缸阀）

座缸阀通常是由型线阀碟和阀座组成的调节阀，调节性能较好，节流损失较小，结构和选材不受蒸汽温度和压力的限制，但受到阀门和汽缸结构设计等因素的限制，其容积流量不可能设计得很大。座缸阀抽汽调节方式适用于较高压力的工业抽汽调节，不适用于大流量的中、低压抽汽调节。座缸阀在汽缸上所占的安装位置比旋转隔板大，设置座缸阀后，汽轮机汽缸的结构设计也较为复杂。

2. 旋转隔板

旋转隔板是由带有流通窗口的转动盖板和固定的隔板本体所组成，转动盖板由执行机构（油动机）控制，转动盖板相对于固定隔板转动时，由于转动位置不同，盖板上的流通窗口调整隔板上静叶片流道面积的大小，形成多组喷嘴调节，也可为单阀节流调节，以控制流入中压缸或低压缸的蒸汽流量，达到调节抽汽压力和流量的目的。

由于旋转隔板两侧的蒸汽压差会在转动盖板与隔板体之间的接触面上产生一压紧力，使盖板转动时存在一个由摩擦阻力产生的阻力转动力矩，因此对压差较大的旋转隔板，结构上应设置平衡室（卸载结构）来减小压紧力，从而减小油动机的驱动力矩。此外，还有一种径流式旋转隔板，由带有径向流通窗口的转动环、带有径向流通窗口的环形蒸汽室（或固定环）和固定隔板本体所组成。开在转动环圆柱面上的流通窗口应对称布置，以平衡蒸汽的径向压差，转动环相对于蒸汽室转动时，两者的径向窗口位置互相遮断、错位半开和全开而改变蒸汽室的进汽面积，从而控制通过隔板喷嘴而进入中、低压缸的流量，达到调节抽汽压力和流量的目的。

旋转隔板适用于大流量的中、低压抽汽调节，其在汽缸中占据位置小，易于布置，但调节性能比座缸阀差。

3. 抽汽蝶阀

大容量供暖抽凝式汽轮机组，因其供热抽汽通常是从中压缸排汽抽出，大口径抽汽蝶阀可以安装在中、低压连通管上，结构紧凑。在非供热期机组以纯凝汽工况运行时，抽汽蝶阀全开，节流损失最小，对机组效率的影响很小。抽汽蝶阀作为抽汽调节阀普遍用于抽汽压力低、流量大的机组，其尺寸较大，作用在阀

瓣两侧的压差会在阀瓣的转轴上产生较大的推力，因此无论在开启或关闭阀门时，执行机构的驱动力矩都较大，一般需要采用双侧进油的油动机。

四、控制、监视与保护系统

以哈汽 350MW 超临界、中间再热、抽凝式汽轮机为例简要介绍抽凝式汽轮机控制、监视与保护系统。

1. 电液调节（DEH）系统

DEH 系统根据机组转速、功率及蒸汽压力等信号，通过液压执行机构调整阀门开度，从而实现从机组挂闸、冲转、暖机、同期并网、带初负荷到带全负荷及变工况运行的控制。

（1）基本控制（BTC）。基本控制提供与转速和负荷控制相关的逻辑及调节回路，包括启动与转速控制、同期与并网、自动调节与变工况运行、一次调频与功率不平衡保护、背压控制和背压保护、抽汽压力控制、协调控制（CCS）与快减负荷（RB）、阀门管理等功能。

（2）汽轮机自动控制（ATC）。ATC 通过监视和分析机组温度、振动等各种运行参数（包括实时计算的转子热应力），自动形成目标转速（功率）和转速（功率）变化率，从而实现汽轮机自动控制，提高机组运行的安全性，同时实现汽轮机的寿命管理。

（3）超速保护控制（OPC）。超速保护控制由超速保护逻辑、超速试验选择逻辑及 DEH 系统跳闸逻辑组成。DEH 系统检测到机组转速超过额定转速 103%或发电机解列时，输出超速控制触点信号，驱动 2 个并行配置的 OPC 电磁阀，使所有调节阀门迅速关闭，从而防止机组转速继续升高。当汽轮机转速达到额定转速的 110%时，系统输出汽轮机跳闸指令到 ETS，关闭高、中压主汽阀和高、中压调节阀。

（4）液压系统。汽轮机液压系统采用抗燃油作为动力油，由供油装置、液压执行机构、薄膜阀、电磁阀组及危急遮断试验装置等组成。

中压主汽阀执行机构为开关型执行机构，当调节保安系统挂闸后，中压主汽阀执行机构自动全开中压主汽阀。高压主汽阀、高压调节阀及中压调节阀执行机构为连续控制型执行机构，通过电液伺服阀、阀位反馈传感器（LVDT）及伺服控制接口模件构成的伺服控制回路控制相应阀门的开度。转动隔板执行机构或蝶阀执行机构也为连续控制型执行机构，一般通过电液伺服阀、阀位反馈传感器（LVDT）及伺服控制接口模件构成的伺服控制回路控制相应阀门的开度。

2. 汽轮机安全监视系统（TSI）

TSI 由安装在汽轮机组上各种形式的传感器及与传感器相连接的前置器、监视组件、电源组件和通信接口模件等组成。TSI 完成对机组转速（包括零转速）、振动（含发电机）、轴位移、相对膨胀、用于超速保护的转速 3 取 2 测量等非电量运行参数进行测量和判断，并输出相应的报警信号和跳闸信号。

3. 危急跳闸系统（ETS）

ETS 监视或测量汽轮机报警信号和/或跳闸信号，当监测到跳闸信号时，输出跳闸信号至 AST 电磁阀使机组跳闸以保证安全。ETS 通常由冗余电源装置、冗余控制器模件、I/O 模件、人机界面设备、在线试验设备及对外接口设备等组成。

第三节 国内主要抽凝式汽轮机产品特点

一、哈汽产品

哈汽生产制造了 12、25、50、100、135、200、300MW 级及 600MW 级抽凝式热电联产机组，整机结构为单轴系，配置形式有单缸单排汽、双缸单排汽、双缸双排汽、三缸双排汽、三缸三排汽等，其典型抽凝式汽轮机产品规格参见《电力工程设计手册 集中供热设计》附录 F 中表 13。

二、上汽产品

上汽抽凝式汽轮机的生产已有 40 多年历史，目前能够生产单抽、双抽、凝汽单抽与凝汽双抽等多种类型，单机容量为 25～1000MW，可以采用双座阀、旋转隔板、蝶阀及截止阀等多种调整方式，其典型抽凝式汽轮机产品规格参见《电力工程设计手册 集中供热设计》附录 F 中表 14。

三、东汽产品

东汽自 20 世纪 80 年代以来，大力发展抽凝式汽轮机组，主要为 12～1000MW 单抽或双抽机组、涵盖供热或工业用汽，其典型抽凝式汽轮机产品规格参见《电力工程设计手册 集中供热设计》附录 F 中表 12。

四、北重产品

北重通过引进、消化、吸收法国阿尔斯通公司发电设备先进技术和管理经验，形成 330MW 等级抽凝式汽轮机组的生产能力，100MW 以下抽凝（单双抽）、后置机等机组已形成系列化，其典型抽凝式汽轮机产品规格参见《电力工程设计手册 集中供热设计》附录 F 中表 8。

第四节 主要技术规范

一、性能保证值

根据 GB/T 5578—2007《固定式发电用汽轮机规范》，抽凝式汽轮机技术规范中的保证值包括热效率、热耗率或汽耗率、输出功率或辅机功率，也可对调节系统的功能、汽轮机振动和噪声级等特性提出保证值。

下文中汽轮机性能保证值空白处由汽轮机制造厂填写，部分数据由设计单位根据工程情况填写。

（一）汽轮机热效率、热耗率或汽耗率

汽轮机制造厂应根据验收试验约定的标准和约定的修正方法给出抽凝式汽轮机热耗率或汽耗率的保证值。技术规范应规定验收试验按 IEC 60953-1、IEC 60953-2 或 ASME PTC-6 进行，可针对一个规定负荷或多个负荷的加权值来确定汽轮机的热效率、热耗率或汽耗率。

如果抽凝式汽轮机的供货范围内不包括给水加热器，应在技术规范中提供附有足够数据的给水加热系统图，以便列出整个机组热耗率保证值的计算公式，否则汽轮机制造厂应说明计算热耗率时采用的给水加热器数量和配置、给水加热器的终端差和汽轮机与各加热器之间的压降。考虑给水加热器时，应针对下列一个或几个规定负荷进行商定：

（1）给水抽汽回热级数及其供汽，来自抽凝式汽轮机或其他汽源。

（2）每级给水加热所用的热交换器的数量和布置，以及每台加热器是由汽轮机的一个抽汽点单独供汽，还是同一给水回热级的所有加热器由一根母管供汽。

（3）给水泵在给水加热系统中的位置、每台泵出口的给水压力和经过泵的给水焓升。

（4）相应终端点上所要求的给水温度及其与要求值的允许偏差。

（5）最终给水温度是否允许随汽轮机负荷自然变化。

（6）串联加热器的疏水方式及疏水在一处或几处（如有）向前注入给水系统。

（7）每台加热器的终端差，即加热器内蒸汽的饱和温度与加热器出口处给水温度之差，在进入给水加热器饱和区以前，抽汽如需冷却，则应考虑过热冷却器中的给水补充加热。

（8）无论是单独的或与抽汽加热器做成一体的每台疏水冷却器（除扩容式外）的终端差，即加热器凝结水在疏水冷却器出口处的温度与给水在疏水冷却器进口处的温度之差。

（9）在给水系统中凝结水通过任何一台不由汽轮机制造厂供货的热交换器的焓升。

（10）从每个汽轮机抽汽出口至加热器的压降，或从抽汽出口至加热器的饱和温降。

（11）如果来自辅助设备的凝结水也由给水加热系统处理，该凝结水的流量和焓值及进入给水加热系统的位置。

（12）除汽轮机功率外，需调节的运行工况细节，如在除氧器最低压力有规定时，为满足这个要求，有何可供选择的汽源及其参数。

（13）如果加热给水的汽源不是来自主汽轮机，则各汽源的压力、焓值和流量及被凝结蒸汽的去向，与此类似，如供热介质不是蒸汽时有关的细节。

对于不属于汽轮机供货范围的设备，如加热器、阀门、管道或泵，如果其性能与保证值所依据的条件不同，则应调整其保证值，或对热力性能试验结果按商定办法进行修正。

（二）输出功率或蒸汽流量

汽轮机应考核规定的终端参数下额定输出功率或其额定蒸汽流量，该考核试验应按 IEC 60953-1、1EC 60953-2 或 ASME PTC-6 进行。

（三）辅机功率

如果给出连续运行的辅机所耗功率的保证值，则应确定这些辅机的清单，其每项的所耗功率应在汽轮机规定输出功率和规定终端参数下测得，或由商定的参数下测得。

（四）水蒸气表

保证值和计算试验结果所使用的水蒸气表应由供需双方商定，采用国际水和水蒸气性质协会 1997 年发布的最新版水蒸气和水特性表（IAPWS-IF97），或采用 1967 年发布的国际蒸汽简表（IFC-67）第 7 版，并明确写入技术规范中。

（五）工况定义

1. 铭牌工况（TRL 工况）

抽凝式汽轮发电机组能在下列条件下安全连续运行，发电机输出铭牌功率_____（扣除采用静态励磁及不与汽轮机同轴的电动主油泵所消耗的功率），此工况称为铭牌工况，也称为能力工况。此工况条件如下：

（1）额定主蒸汽参数及再热蒸汽参数及规定的汽水品质。

（2）主蒸汽进汽量_____；额定参数：主汽阀前蒸汽压力_____MPa（a）、温度_____℃、中压主汽阀前蒸汽温度_____℃、额定给水温度_____℃、额定转速 3000r/min，旋转方向从汽轮机端向发电机端看为顺时针。

（3）补给水率为_____%。

（4）背压为_____kPa（a）。

（5）最终给水温度为_____℃。

（6）全部回热系统正常运行，不带厂用辅助蒸汽。

（7）采用汽动给水泵，给水泵汽轮机排汽直接进入主机凝汽器。

（8）发电机额定功率因数_____、额定电压、额定频率，发电机冷却器进水温度为_____℃，发电机效率不小于_____%。

此工况为机组出力保证值的验收工况，此工况的进汽量称为汽轮机铭牌进汽量。

2. 热耗率验收（THA）工况

抽凝式汽轮发电机组能在下列条件下安全连续运行，此时发电机输出功率为_____（扣除采用静态励磁及不与汽轮机同轴的电动主油泵所消耗的功率），此工况称为热耗率验收（THA）工况。此工况条件如下：

（1）额定主蒸汽参数及再热蒸汽参数及规定的汽水品质。

（2）主蒸汽进汽量_____；额定参数：主汽阀前蒸汽压力_____MPa（a）、温度_____℃、中压主汽阀前蒸汽温度_____℃、额定给水温度_____℃、额定转速3000r/min，旋转方向从汽轮机端向发电机端看为顺时针。

（3）补给水率为_____%。

（4）背压为_____kPa（a）。

（5）最终给水温度为_____℃。

（6）全部回热系统正常运行，不带厂用辅助蒸汽。

（7）采用汽动给水泵，给水泵汽轮机排汽直接进入主机凝汽器。

（8）发电机额定功率因数_____、额定电压、额定频率，发电机冷却器进水温度_____℃，发电机效率不小于_____%。

此工况为机组热耗率保证值的验收工况。此工况的进汽量为汽轮机额定进汽量，出力为机组额定出力。

3. 汽轮机最大连续出力（TMCR）工况

汽轮机进汽量等于能力工况进汽量（铭牌工况进汽量），其他条件同热耗率验收（THA）工况时，汽轮机能安全连续运行，此工况下发电机输出功率为_____MW（当采用静态励磁时，应扣除所消耗的功率）称为机组最大连续出力。

4. 调节阀门全开（VWO）工况

汽轮发电机组能在调节阀全开，其他条件同热耗率验收（THA）工况时，安全稳定运行，汽轮机阀门全开的进汽量为_____%的能力工况进汽量，进汽量为_____t/h。此工况下的机组输出功率为_____MW。

5. 阻塞背压工况

汽轮机进汽量等于能力工况进汽量（铭牌工况进汽量），在下列条件下，当外界气温下降，引起机组背压下降到某一个数值时，再降低背压也不能增加机组出力时的工况，称为铭牌工况进汽量下的阻塞背压工况，汽轮机应能在此工况条件下安全连续运行。此时，汽轮机的背压称作铭牌工况进汽量下的阻塞背压。

（1）额定主蒸汽参数、再热蒸汽参数及规定的汽水品质。

（2）补给水率为_____%。

（3）额定最终给水温度。

（4）全部回热系统正常运行，不带厂用辅助蒸汽。

（5）采用汽动给水泵。

（6）发电机额定功率因数、额定电压、额定频率。

6. 额定供热抽汽工况

汽轮机进汽量等于能力工况的进汽量（铭牌工况进汽量），在下列条件下能够实现连续稳定运行：

（1）额定主蒸汽参数、再热蒸汽参数及规定的汽水品质。

（2）额定供热抽汽压力为 _____MPa（a）。

额定供热抽汽温度为_____℃。

额定供热抽汽流量为_____t/h。

（3）补给水率为_____%。

（4）额定最终给水温度。

（5）全部回热系统正常运行，不带厂用辅助蒸汽。

（6）设计背压为_____kPa（a）。

（7）指定的供热抽汽凝结水回收方式。

（8）全部回热系统正常运行并采用汽动给水泵。

7. 最大供热抽汽工况

汽轮机进汽量等于能力工况的进汽量（铭牌工况进汽量），在下列条件下能够实现连续稳定运行并保证供热抽汽流量最大：

（1）额定主蒸汽参数、再热蒸汽参数及规定的汽水品质。

（2）额定供热抽汽压力为_____MPa（a）。

额定供热抽汽温度为_____℃。

最大供热抽汽流量为_____t/h。

（3）补给水率为_____%。

（4）额定最终给水温度。

（5）全部回热系统正常运行，不带厂用辅助蒸汽。

（6）设计背压为_____kPa（a）。

（7）指定的供热抽汽凝结水回收方式。

（8）全部回热系统正常运行并采用汽动给水泵。

二、技术规范要点

（一）运行和检修

1. 正常运行

（1）正常运行时，汽轮机特性应能使汽轮机及被驱动机械与任何已运行的一些机组并列运行，且无论单机或作为整体均无异常特性。

（2）汽轮机的启动可按汽轮机启动时的热状态分类，典型的分类准则是按不同部件（如高压内缸）金属已冷却到的温度，但通常也按上次运行后的停机时间长短来分类。典型的启动分类：

1）冷态启动。停机超过 72h（金属温度已下降至约为其满负荷温度的 40%以下）。

2）温态启动。停机在 10～72h（金属温度为其满负荷温度的 40%～80%）。

3）热态启动。停机 10h 以内（金属温度约为其满负荷温度的 80%以上）。

4）极热态启动。停机 1h 以内（金属温度仍保持或接近其满负荷温度）。

（3）应规定的下列条件，供汽轮机设计之用：

1）上述各种分类的启动次数，如未提出这方面的要求，则应阐明该汽轮机设计时考虑的各种启动的次数。

汽轮机典型计划安排可包括（根据工程实际情况填写）：①_____次冷态启动；②_____次温态启动；③_____次热态启动；④_____次极热态启动。

2）大负荷变动的次数。

3）考虑电厂其他设备的任何限制后，各类大负荷变动要求的负荷变化率。允许的负荷变化率和负荷变动的大小与锅炉的特性和每次负荷变化期间汽轮机的运行方式（即节流调节或喷嘴调节）及汽轮机的具体结构有关。在负荷变化期间，汽轮机内部蒸汽温度的剧变与所有上述因素有关，这可能导致某些部件出现过高的热应力，从而极大地降低其寿命。

除已限定的大负荷变动外，与稳定工况相比仅有较小的负荷变化（即负荷增量小于 10%额定负荷）是可接受的而无需计数。

（4）应提供锅炉的特性，包括在所有预计的启动方式、负荷变动和停机方式下，压力和新蒸汽温度及再热蒸汽温度随蒸汽流量的变化。

（5）应规定是否采用汽轮机旁路系统，如果采用，则应明确其容量、蒸汽参数和流量。

（6）还应规定可用辅助汽源的蒸汽参数。

2. 额定参数变化的极限值

汽轮机应能承受额定参数在下述极限值内的变化：

（1）新蒸汽压力。在任何 12 个月的运行期中，汽轮机进口处的平均新蒸汽压力不应超过额定压力，在保持此平均值的前提下，新蒸汽压力不应超过额定压力的 105%。偶然出现不超过 120%额定压力的波动也是许可的，不过这种波动在任何 12 个月的运行期中累计不得超过 12h。

提高新蒸汽压力通常会使汽轮机发出的功率超过其正常的额定值，除非通过控制系统的作用限制了蒸汽流量。发电机和相关的电气设备可能不能承受这种附加输出功率，且也可能使汽轮机产生过高的应力，因此应提供负荷响应的保护手段来限制汽轮机在上述情况下的输出功率。

锅炉应提供措施以保证再热器前汽轮机高压缸的排汽压力不会超过汽轮机在额定输出功率下运行时该处规定压力的 125%。

（2）新蒸汽温度和有再热时的再热蒸汽温度。额定蒸汽温度不大于 566℃时，其允许偏差如下所述：

在任何 12 个月的运行期中，汽轮机任一进口处的平均温度不应超过其额定温度。在保持此平均值的前提下，温度通常不应超过额定温度 8℃。如果在异常情况下超过额定温度 8℃，则温度的瞬时值可在超过额定温度 8～14℃之间变化，但在此两极限值之间的总运行小时数在任何 12 个月的运行期中不应超过 400h。在超过额定温度 14～28℃极限值之间做不超过 15min 的短暂波动运行也是许可的，但在此两极限值之间的总运行小时数在任何 12 个月的运行期中不超过 80h，温度不应超过额定温度 28℃。

如果通过两根或更多根平行管道向汽轮机任一端点供汽，则其中任何一根管道的蒸汽温度与另外任何一根的温差不宜超过 17℃；只要波动时间在任一 4h 期间不超过 15min，其温差不超过 28℃应是许可的，但最热的一根管道的蒸汽温度不应超过上述给出的极限值。

对新蒸汽压力和新蒸汽温度的偏差所规定的限制值适用于燃烧化石燃料的锅炉或其他高温热源供汽的汽轮机。

（3）排汽压力。对规定的冷却水温度或流量的范围或在规定的排汽压力范围所发生的任何排汽状态变化，汽轮机都应能运行。如有限制，应明确说明。

（4）转速。除非另有要求，汽轮机应能在 98%～101%的额定转速下运行而不限制输出功率和持续时间；除非另有要求，不允许在与额定值有更大偏差的转速下运行。

3. 异常运行

（1）如果需要在以下任何一类情况下运行，则应提出要求：

1）隔离停用凝汽器的部分冷却管；

2）停用部分或所有给水加热器；

3）超负荷及其实现的方式；

4）引起特殊工况的任何其他运行方式。

（2）汽轮机制造厂应明确由规定异常运行引起的任何限制，包括如结构性负荷分配或输出功率的调整之类的问题并包括这些限制所允许的持续时间。

4. 安装条件

（1）应提出汽轮机安装是在室内，还是室外，有无顶棚，以及汽轮发电机组应在什么条件下运行，包括最高与最低温度、相对湿度、异常的尘埃问题、降水量、风速（如装在室外）及其他有关因素。

（2）应提供电厂设计所需与地震情况相关的一切数据。

5. 检修

汽轮机制造厂应提供汽轮机装置预期的检修周期和检修范围的资料。

（二）零部件

1. 材料和结构

机组结构中采用的一切材料、部件和焊接，以及所有管道、支架、接头和辅助装置，应符合相应的国家标准或国际标准的要求。

2. 承受高温的部件

（1）非受力部件。不承受明显应力的部件在其运行温度下的材料选择，应做到避免由于下述原因引起不能接受的材料性能的恶化：

1）内部结构或组织的变化；

2）材料因其周围环境而引起的变化。

（2）受力部件。用于受力部件的材料应满足非受力部件所列条件。此外，应在试验确定数据的基础上选择材料，以确保部件在其使用的应力、温度和时间条件下，不会开裂或发生超过允许范围的变形。

3. 汽缸和轴承座

汽缸、轴承座和支架应设计成能承受一切正常和危急使用情况下的负荷、允许的管道推力和力矩及温度引起的位移。汽缸应设计成在运行时的热应力尽可能小。汽轮机汽缸应有合适的支撑，以保证与转子保持良好的对中。为便于装配和拆卸的需要，应提供顶开螺栓、起吊环、吊环螺钉、导向销等必要的专用工具。

4. 转子

（1）完工后的转子应由汽轮机制造厂做动平衡。

（2）汽轮机及被驱动机械的共同轴系临界转速应有足够裕量避开额定转速，以避免机组从额定转速的94%到在调速系统故障时甩全负荷后所出现转速的范围内对机组运行产生任何不利影响。

（3）每台汽轮机转子都应进行一次超速试验，试验最好在汽轮机制造厂进行。超速试验应在超过最高计算转速2%下进行，最高计算转速是假定在调速器失灵且最高转速仅受到超速跳闸装置动作的限制时可能出现的转速值。超速试验持续时间不应超过2min，并只可进行一次，超速试验不应超过额定转速的120%（非整锻转子不适用）。

（4）转子和联轴器（如有还应包括齿轮传动机构）应设计成能承受由发电机短路或电网中其他特定扰动造成的运行条件，应采用减少或排除电网中任何电力故障对汽轮发电机组影响的保护装置。

5. 阀门

汽轮机应采用适当数量的调节阀，这些阀门应能在整个转速和负荷范围内适当地调节供给汽轮机的新蒸汽量。此外，还应与这些调节阀串联配置适当的主汽阀。对这些最先通过新蒸汽的阀门，应在每个阀的上游尽可能靠近阀的位置上装设一个蒸汽滤网。对小功率汽轮机，主汽阀可与调节阀合并。

对再热式汽轮机而言，还应配有适当数量的再热调节阀。应与这些调节阀串联配置适当的再热汽阀，对这些最先通过再热蒸汽的阀门，应在每个阀的上游尽可能靠近的位置上装设一个蒸汽滤网。

6. 主轴承和轴承箱

（1）径向轴承应有水平中分面，并附有可更换的轴瓦、瓦块或瓦衬。

（2）推力轴承应设计成能承受任一方向的轴向推力，推力轴承在检修时应有可调整转子轴向位置的设施。

（3）应不拆开汽缸就能更换所有的轴承。

（4）径向和推力轴承应设计成压力供油润滑，并保证排油畅通。

（5）轴承箱应能防止水分或异物进入和防止润滑油漏出。

（6）为尽可能降低摩擦静电效应产生电流的影响，应将汽轮机及被驱动机械的轴接地。

7. 汽缸汽封和级间汽封

转子的端部汽封和级间汽封应采用合适的材料，以将运行温度下的变形或膨胀减少到最小限度。汽封的结构应使其在运行中万一发生摩擦时将对转子的损伤减少到最小限度。

8. 保温

当有规定时，汽轮机应安装保温材料，应提出保温层材料外表面温度的要求，保温设计应便于汽轮机检修。

（三）汽轮机辅助系统

1. 润滑油系统

（1）汽轮机应有一台由汽轮机本身或由一台电动机驱动的主油泵。

（2）汽轮机还应配置一台功率相当于主油泵，但完全与主油泵分开的动力源驱动的辅助油泵。这台辅

助油泵在汽轮机启动或停机时工作，并在油压偏低时，自动投入运行以替代主油泵，维持汽轮机继续运行。

（3）当汽轮机驱动的主油泵出口油压较高，除供作控制油外并经减压装置减压后供润滑用时，应再配置一台辅助润滑油泵（即交流润滑油泵）。

（4）应具备在带负荷条件下用模拟低油压的办法使所有辅助润滑油泵自动启动的试验设施。

（5）汽轮机还应配置一台用直流电动机驱动的事故油泵，以便辅助油泵或其电源故障时，事故油泵能自动启动，其功率足以使机组能安全地逐渐停下来，也可用高位重力油箱来达到同样的目的。

（6）为减少盘车或启动时的启动力矩和轴承的磨损，必要时应供应一套顶轴油系统向汽轮机和发电机各轴承供给高压油以顶起转子。

（7）应供应容量足够的多台冷油器，以便在机组运行时，能任意停用一台冷油器。冷油器的进、出口切换阀应配置成在机组运行时不会切断流向各轴承的油。对小功率汽轮机也可只供应一台冷油器。

（8）润滑油的清洁度应由必要的滤油器、滤油网和油净化装置等来保证。油系统清洁度应在机组投运前达到。

（9）所有管道、阀门、冷油器壳体和滤油器壳体均应采用钢或其他合适材料，例如灰铸铁等脆性材料都是不合适的。管道连接应尽可能采用焊接。

（10）应采取预防措施，将油箱与油管内部的锈蚀减低至最低限度。

（11）汽轮机制造厂应规定所使用润滑油的特性。

（12）润滑油系统设计应确保在正常运行时，每个主轴承运行的排油温度一般不超过75℃。小功率汽轮机的油温一般不超过85℃，应采取预防润滑油泄漏引起火灾的措施。在大功率汽轮机中，应对轴承合金层（巴氏合金）进行温度监视，温度控制值按汽轮机供方的要求执行。

2. 控制油系统

控制油系统用油和操纵蒸汽阀用的动力油既可来自润滑油系统，也可来自一个完全独立的油源。该独立油源的泵应是两台，当一台泵故障时能自动切换至另一台。切换过程中应采取措施维持控制油的压力。

如果所用控制油不是润滑油系统的油，则该油应得到汽轮机制造厂的认可。有关材料、管子结构和多台冷油器的要求按润滑油系统执行，滤油器也应是多台的并可在运行中切换。

3. 转子和阀门汽封的密封系统

转子轴端和阀门汽封的密封系统设计应确保没有蒸汽泄漏到汽机房，设置汽封蒸汽凝汽器和汽封抽气器。汽封蒸汽的控制应是全自动化的，必要时应在蒸汽管道上设置安全阀。

4. 疏水系统

（1）汽缸、蒸汽室或其他容器及所有输汽管道包括去给水加热器的抽汽管道上，应在所有可能积水的地方充分疏水。

（2）疏水应排入疏水容器中，排入疏水容器之前，疏水管上应装有合适的阀门、集水器或孔板。

5. 排气系统

从轴封蒸汽排风扇和润滑油系统排风扇至指定的室外场所或商定的地方应设置排放管。

6. 盘车装置

为限制汽轮机停机中转子产生热变形，应设置盘车装置以使转子在停机时，能连续或断续地缓慢转动。当润滑油的供给不充分或盘车齿轮未能完全啮合以前，不能盘转，汽轮机转速超过盘车转速时，盘车装置应自动脱开。

7. 管道系统

（1）蒸汽、水、油或空气管道宜采用符合国家标准和国际标准的钢材。

（2）应尽可能采用焊接接头，必要时也可采用其他连接形式。

（3）汽轮机制造厂应说明其装置允许承受作用在其设备主要终端点上的附加管道力、力矩的大小和方向。

（四）振动

1. 汽轮机部件的一般振动

运行时，汽轮机每个轴承或其邻近处应备有可供进行振动测量的条件，可测轴承座振动、轴振动或轴相对轴承座的振动。

描述汽轮机轴承座振动的优先准则是振动速度，在同步振动下，它与振动位移峰-峰值的关系为

$$2A = 450v/f \tag{3-8}$$

式中 A——振动位移峰-峰值，μm；

v——均方根振动速度，mm/s；

f——转速频率，Hz。

2. 轴承座上测量的振动

在经过良好平衡并以规定转速下稳定运行的汽轮机，通常可在轴承座上沿径向测得2.8mm/s或更好的振动速度值；但在更高的振动速度值下，汽轮机也有可能继续稳定运行。

3. 轴上测得的振动

轴振动通常相对于轴承座测得，该振动测量应按GB/T 11348.1《旋转机械转轴径向振动的测量和评定 第1部分：总则》和GB/T 11348.2《机械振动 在旋转轴上测量评价机器的振动 第2部分：功率大于50MW，额定工作转速1500r/min、1800r/min、3000r/min、3600r/min陆地安装的汽轮机和发电机》进行。

（五）噪声

1. 机组单个部件发出的噪声

机组的噪声在围绕机组的一虚拟面上测得，该面离机组轮廓面 1.0m，距运行层楼板、通道或供人员通过的其他位置地面之上 1.2m。

表面噪声级的定义是用符合 IEC 60651 的 I 型慢响应声级计，用传声器置于上述位置测得的最大“A”计权均方根声压级。

2. 汽轮机组附近的噪声级

汽轮机组附近的噪声级取决于很多因素，如汽轮机不同部件发出的声功率、电厂其他设备部件发出的声功率、汽轮机与其他设备的相对位置及环境周围和建筑物的音响效应，其中也包括消声材料采用的多少。

如果所有上述因素都在汽轮机供货范围之内，则可向汽轮机制造厂提出有关汽轮机附近允许噪声级的要求。如果这些因素并不全在汽轮机制造厂范围内，则需要需方、汽轮机制造厂和其他因素的责任方共同来满足需方的要求。汽轮机附近其他部件或其他设备的供方应对其本身所供的设备或部件产生的噪声负责。

（六）试验

1. 水压试验

作为质量保证大纲的一部分，所有在正常运行时承受的压力超过大气压的部件均应进行水压试验；其试验压力至少应超过在额定终端参数的任何负荷下可能出现的最大压力的 50%。凡运行中不会向大气泄漏的部位，经商定水压试验可取消。如果制造厂可用其他办法使需方对部件的完善性和适用性感到满意，则经商定也可取消水压试验。

2. 性能试验

热力性能验收试验应按 IEC 60953-1、IEC 60953-2 或 ASME PTC-6 进行。

转速和负荷调节试验应按 IEC 1064 进行。

第四章

背压式汽轮机

第一节　汽轮机的选型

与抽凝式汽轮机相比，背压式汽轮机的进汽部分较为相似，而排汽部分的结构有较大的差异。背压式汽轮机通常没有低压部分的长叶片、体积庞大的低压缸和凝汽器，取消了凝结水系统，回热系统通常也较为简单，也不再有循环水和冷却塔等冷端系统。

背压式汽轮机在结构等方面有以下几个显著特点：

（1）在相同新蒸汽参数下，背压式汽轮机的理想比焓降小，汽轮机级数较少；目前，抽凝式汽轮机增大功率、提高初参数（包括采用再热）的发展方向也在影响背压式汽轮机的设计，大功率、高参数背压式汽轮机级数增多。

（2）背压式汽轮机无低压部分，通流部分大多工作在过热蒸汽区，蒸汽的容积流量变化幅度比抽凝式汽轮机小。除调节级外，背压式汽轮机各压力级可设计成具有相同叶型的等根径通道，通流部分尺寸变化较为平缓。

（3）由于背压式汽轮机理想比焓降小，相同功率的背压式汽轮机进汽量远大于凝汽式汽轮机。此外，由于各级直径并不大，因此即使功率较小的背压式汽轮机，也可以设计成全周进汽。背压式汽轮机级数少于抽凝式汽轮机，转子较短，临界转速容易避开工作转速。

（4）背压式汽轮机通常采用喷嘴调节，但对于参数高、容量小、热负荷变化大的背压式汽轮机可采用双列复速级，而对于余压余热回收背压式汽轮机或功率大、参数低、热负荷较稳定的背压式汽轮机，为简化结构可采用节流调节。

（5）背压式汽轮机不需要配置凝汽设备，回热系统较为简单。

一、参数与系列

根据 GB/T 5578—2007《固定式发电用汽轮机规范》，背压式汽轮机是指不带凝汽器的汽轮机，排汽用于供热用户，其压力根据热用户要求来确定，一般高于大气压力。

背压式汽轮机可分为纯背压式汽轮机和抽汽背压式汽轮机，纯背压式汽轮机仅有排汽用于供热，抽汽背压式汽轮机除排汽用于供热外，其中间级还有一级或两级抽汽也用于供热。

现行国家标准规定的可用于背压式汽轮机的进汽与功率参数见表 4-1。

表 4-1　现行国家标准规定的可用于背压式汽轮机的进汽与功率参数

类别	新蒸汽压力（MPa）	新蒸汽温度（℃）	新蒸汽流量推荐范围（t/h）	仅凝汽式汽轮机适用的额定功率等级/相应的大致新蒸汽流量（阀门全开）（MW/t/h）
低压	1.28	340	5～10	0.75/5、1/10
次中压	2.35	390	10～20	1.5/10、3/20
中压	3.43	435/450/470	20～120	3/20、6/40、12/70、20/100、25/120
次高压	4.90	435/450/470	30～150	6/30、12/65、20/90、25/110、35/150
	5.88	460/470		
高压	8.8	535	100～410	25/100、35/140、50/210、100/410

背压式汽轮机参数与系列宜按照 GB/T 5578—2007《固定式发电用汽轮机规范》规定的新蒸汽与额定功率等级执行。此外，根据背压式汽轮机制造厂提供的参数及汽轮机选型资料，高压及以下新蒸汽参数的背压式汽轮机的主要参数系列为：

（1）高压机组：8.8MPa，535℃，25、50MW 和 80MW。

（2）次高压机组：5.88MPa，470℃，6、12MW 和 25MW。

（3）中压机组：3.43MPa，435℃，3、6MW 和 12MW。

（4）次中压机组：2.35MPa，390℃，1.5MW 和 3MW。

（5）低压机组：1.28MPa，340℃，0.75MW 和 1.5MW。

对于超高压及以上新蒸汽参数的背压式汽轮机，可以采用与凝汽式汽轮机相同的参数，根据供热参数与电负荷相匹配的原则确定其容量。

排汽压力为0.118～0.50MPa的背压式汽轮机主要供应供热蒸汽，排汽压力在0.60MPa以上的背压式汽轮机主要供应工业蒸汽。背压式汽轮机的排汽参数应参照现行国家标准中给出的供热参数，见表4-2。

表 4-2　热电联产汽轮机供热压力系列及可调范围

供热压力（MPa）	0.05	0.08	0.12	0.20	0.25	0.30	0.50	0.70	1.0
可调范围（MPa）	±0.04	±0.04	+0.13 −0.05	±0.1	±0.1	±0.1	+0.2 −0.1	+0.2 −0.1	+0.3 −0.2

供热压力（MPa）	1.3	1.6	2.0	2.5	3.0	3.7	4.1	4.4
可调范围（MPa）	±0.3	±0.3	±0.3	±0.2	±0.2	±0.2	±0.2	±0.2

二、主要设计原则

1. 纯背压式汽轮机

背压式汽轮机排汽压力高，机组总焓降小，通流部分的级数较少，结构简单。背压式汽轮机不需要凝汽设备和循环冷却水系统，系统简单。

纯背压式汽轮机的蒸汽在汽轮机中做完功后在背压（高于大气压力）下全部排出，其排汽既可以供应工业蒸汽，也可以供应供热蒸汽，还可将排汽作为中、低压参数汽轮机的新蒸汽。纯背压式汽轮机无法同时满足热、电两种负荷的要求，其基本运行方式是“以热定电”。

2. 抽汽背压式汽轮机

对于抽汽背压式汽轮机，在其抽汽点前后部分的蒸汽通流能力不同，抽汽点后蒸汽流量减小，通流能力也应相应减小，抽汽背压式汽轮机的通流部分通常按照流量进行分段设计。对于双抽汽背压式汽轮机，一次抽汽点前（包括主汽阀、调节阀）的通流部分按照机组一次抽汽量、二次抽汽量和额定排汽量来设计，并参考最大进汽量；一次抽汽与二次抽汽点之间部分的通流部分按照二次抽汽量和额定排汽量来设计；二次抽汽点后的通流部分按照纯背压工况来设计。

抽汽背压式汽轮机可以采用调整抽汽或非调整抽汽，当抽汽流量较小且对抽汽压力要求不高时，可以采用非调整抽汽方案；当抽汽流量较大且温度、压力要求较高时，应采用调整抽汽方案。

对于非调整抽汽方案，通流部分不设置压力调节机构，不会对蒸汽流道的流动产生扰动，同时可以降低转子轴向空间，提高通流效率。然而，非调整抽汽压力受机组发电负荷（或进汽量）的影响，也随抽汽量的变化而变化。对于调整抽汽方案，其抽汽量大且抽汽压力不随抽汽量的变化而变化，机组发电负荷（或进汽量）变化对抽汽量的影响较小。

无论哪种背压式汽轮机，由于其排汽直接供至热用户，存在供热系统管道泄漏爆管的风险，此时，背压式汽轮机的背压将在极短时间内降至大气压，使汽轮机内部各级压差急剧增加。因此，背压式汽轮机内部各级应考虑承受排汽管道泄漏爆管的事故工况。在实际运行中，也不应使背压式汽轮机排汽压力明显低于额定背压，以防止末级叶片超负荷运行。

三、工况特性

背压式汽轮机需要有稳定可靠的供热负荷，其额定功率通常根据全年基本热负荷来确定，也可以与抽凝式汽轮机配合使用。

背压式汽轮机排汽用于供热，排汽放出的热量不再有能量损失，在常用的热电联产指标计算方法下，计算汽轮机热耗率时可以减去总供热量，因此，背压式汽轮机热耗率普遍较低，相应的热电联产效率较高。新蒸汽参数、机组容量和汽轮机相对内效率对背压式汽轮机热耗率的影响相对较小。新蒸汽在汽轮机内的焓降取决于蒸汽的初参数和终参数，汽轮机的排汽量和排汽焓值确定供热品质和总供热量，在背压式汽轮机总供热量、回水参数和新蒸汽参数确定后，就可以确定其进汽量和发电功率。背压式汽轮机热力系统与工况如图4-1所示。

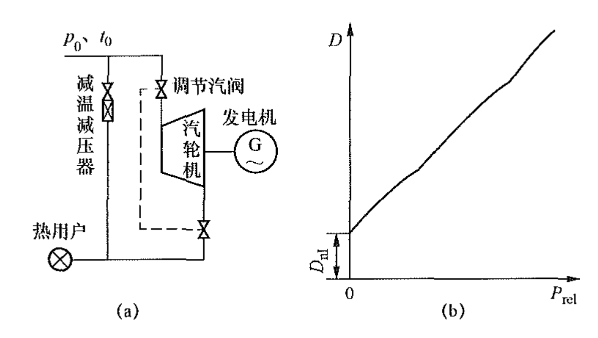


图 4-1　背压式汽轮机热力系统与工况图

p_0、t_0—汽轮机进汽的压力和温度；D—汽轮机进汽量；D_{nl}—汽轮机的空载进汽量；P_{rel}—汽轮发电机的发电功率

一般地，背压式汽轮机采用以热定电的运行方式，运行时为自由热负荷，强迫电负荷，适合在热负荷全年基本保持稳定的条件下应用。背压式汽轮机调节汽

阀的开度主要由排汽管道上的蒸汽压力信号控制，以维持排汽压力基本不变，保证供热参数。背压式汽轮机发电功率完全取决于热负荷，在没有电网供电或电网不稳定的地区，背压式汽轮机不宜单独运行，应与凝汽式汽轮机并列运行。

背压式汽轮机功率和新蒸汽流量的关系曲线称为背压式汽轮机的工况图，如图4-2中曲线 b 所示。为便于比较，在图4-2中也绘出了功率和新蒸汽参数相同的凝汽式汽轮机的工况图，如图4-2中的曲线 c 所示。由图4-2可知，由于背压式汽轮机排汽压力较高，用于转变为机械功的比焓降较小，发电负荷相同时所需的新蒸汽流量较大，背压式汽轮机的汽耗微增率大于凝汽式汽轮机。此外，背压式汽轮机的空载汽耗量 $(D_{nl})_b$ 也较大，在其他条件相同的情况下，背压越高，则空载汽耗量越大。

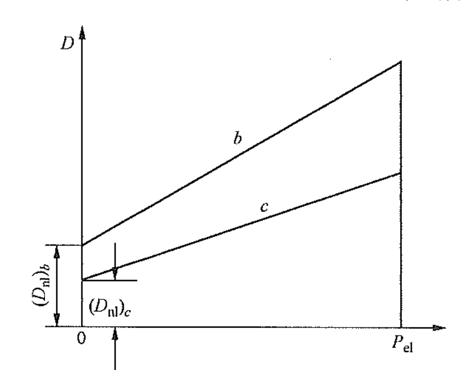


图4-2 相同功率与新蒸汽参数的背压式和凝汽式汽轮机的工况图

D—汽轮机进汽量；P_{rel}—汽轮发电机的发电功率；$(D_{nl})_b$—背压式汽轮机的空载进汽量；$(D_{nl})_c$—凝冷式汽轮机的空载进汽量

四、典型热平衡

图4-3所示为某CB50-8.83/4.1/1.3型50MW高压参数抽汽背压式汽轮机热平衡图，其抽汽及背压排汽均用于工业蒸汽，参数分别为4.1MPa和1.3MPa，该机组热力系统中配置了1台大气式除氧器和1台高压除氧器及2台回热加热器。

图4-4所示为某B80-8.83/0.4型80MW高压参数背压式汽轮机热平衡图，其背压排汽用于采暖蒸汽，参数为0.4MPa，该机组热力系统中配置了1台高压除氧器及2台回热加热器。

其他典型参数背压式汽轮机热平衡参见《电力工程设计手册 集中供热设计》第四章第六节。

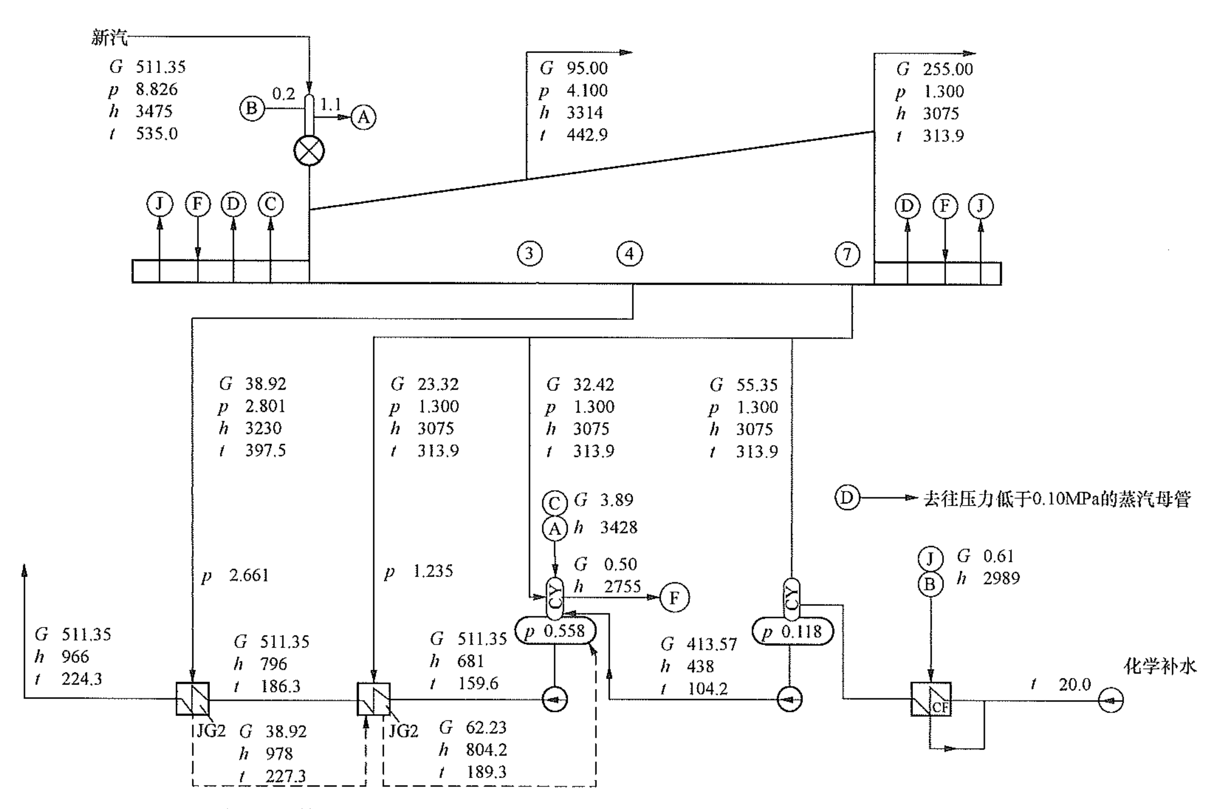


图4-3 某CB50-8.83/4.1/1.3型50MW高压参数抽汽背压式汽轮机热平衡图

G—流量，t/h；p—压力，MPa；h—焓，kJ/kg；t—温度，℃

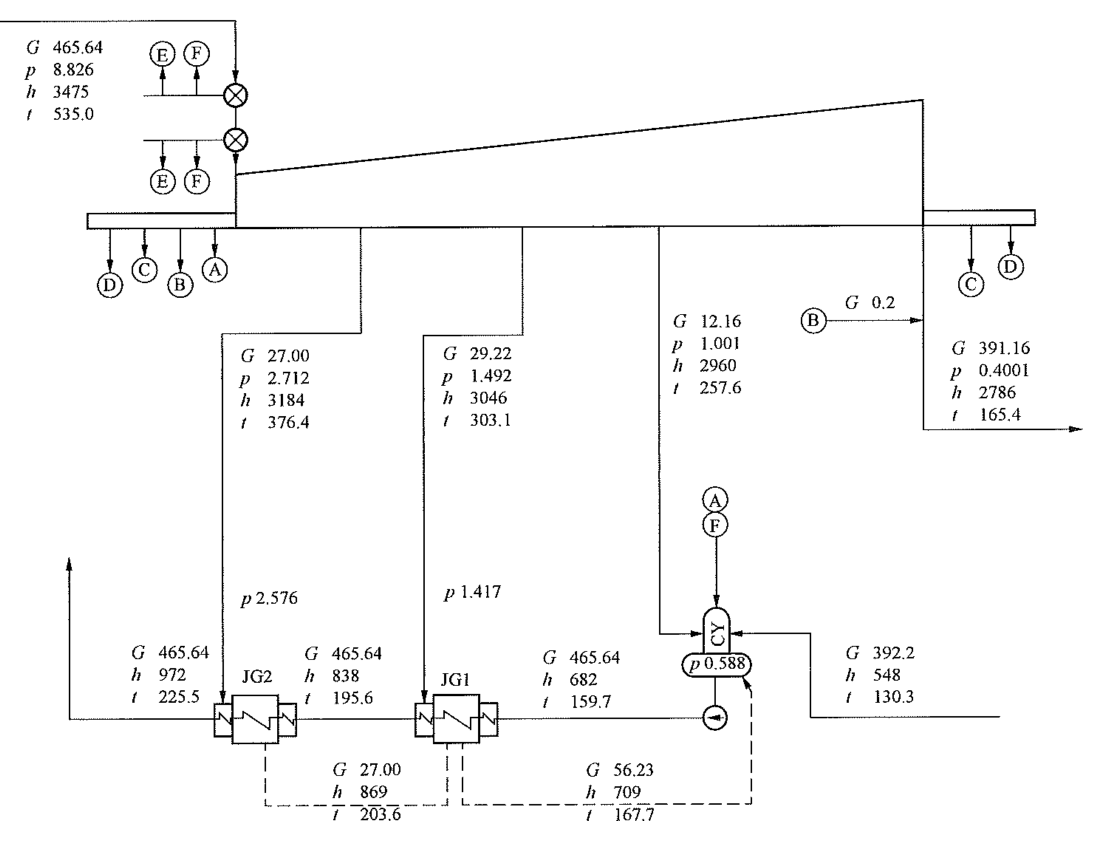


图 4-4　某 B80-8.83/0.4 型 80MW 高压参数背压式汽轮机热平衡图

G—流量，t/h；p—压力，MPa；h—焓，kJ/kg；t—温度，℃

第二节　本　体　结　构

以某汽轮机制造厂生产的25MW高压参数抽汽背压式汽轮机为例简要介绍背压式汽轮机的总体布置及结构特点（见图4-5和图4-6）。

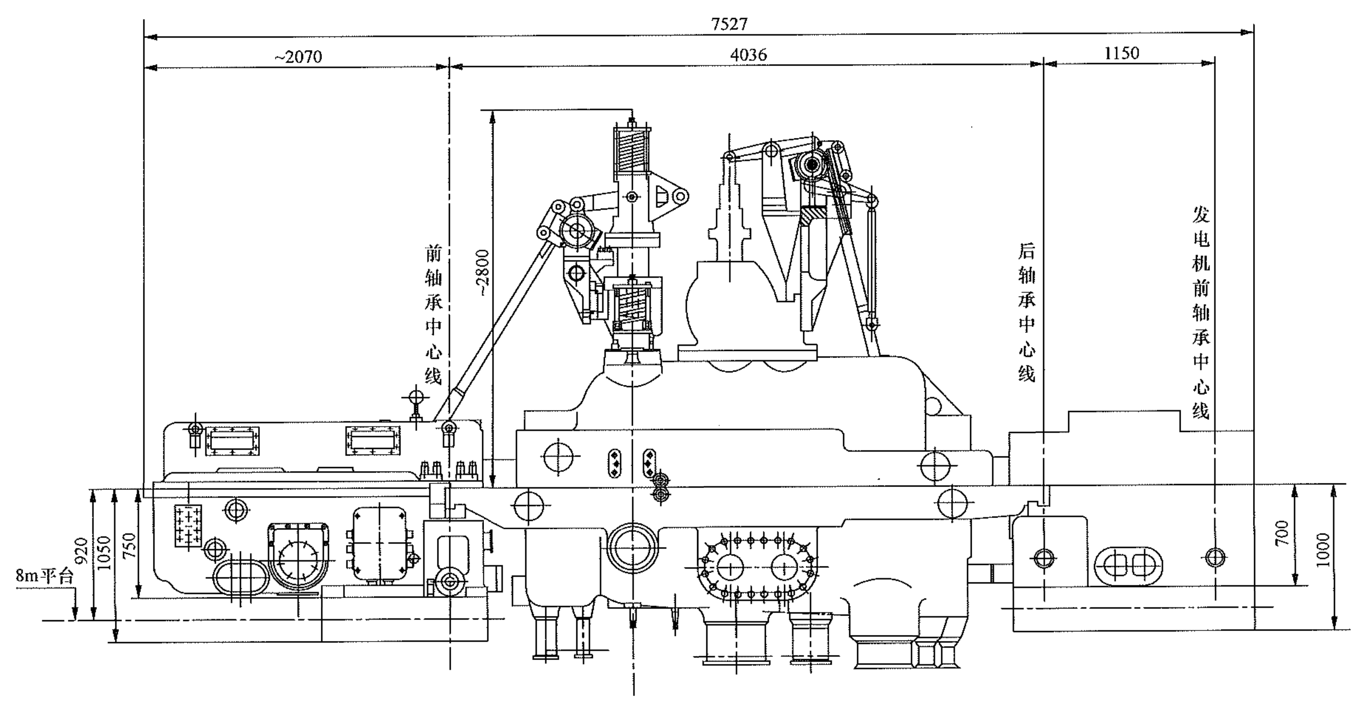


图 4-5　某 25MW 高压参数抽汽背压式汽轮机总体布置图（一）

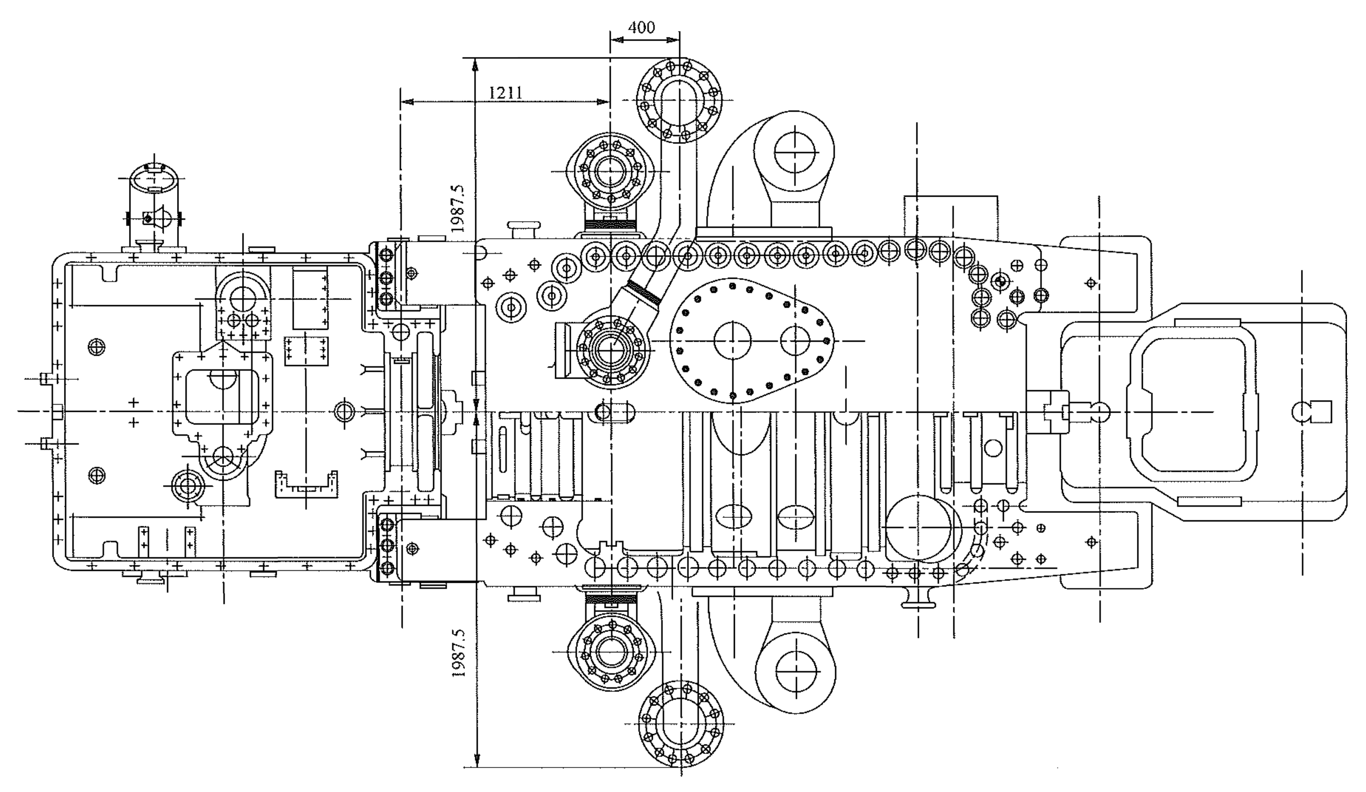


图 4-6 某 25MW 高压参数抽汽背压式汽轮机总体布置图（二）

一、总体布置及结构特点

1. 总体布置

汽轮机为单缸抽汽背压式汽轮机，本体主要由转子部分和定子部分组成。转子部分包括主轴、叶轮叶片、主油泵、联轴器等；定子部分包括汽缸、蒸汽室、喷嘴组、隔板（中间隔板、旋转隔板）、转向导叶环、汽封、轴承、轴承座、调节汽阀等。

2. 转子

转子采用套装式柔性结构，叶轮、汽封套筒及联轴器“红套”于主轴上，各级叶轮由汽封套筒隔开。通过刚性联轴器与发电机转子连接，汽轮机端半联轴器上带有盘车齿轮。转子前端装有主油泵，主油泵体上装有危急遮断器。

3. 喷嘴组、隔板、转向导叶环

（1）高压喷嘴组为装配焊接式结构，由螺栓固定在汽缸高压蒸汽室上，内环上有一个定位销。

（2）低压喷嘴组为围带焊接式结构，由螺栓固定在低压喷嘴室上，内环上有一个定位销。

（3）高压级隔板及低压级隔板全部为围带焊接式，下半隔板支撑在汽缸中分面处的两个悬挂销上，底部与汽缸间有一个定位键，上、下半隔板在中分面处有密封键和定位销。

（4）转向导叶环上、下半采用拉钩结构支撑在汽缸上，顶部及底部与汽缸间有定位键，非进汽弧段带有护套。

4. 汽缸

汽缸由前、后汽缸组成，具有水平中分面，前、后汽缸连接后不可拆开。高压蒸汽室与前汽缸铸为一体。新蒸汽由前汽缸蒸汽室左右两侧的进汽管进入汽缸，下半汽缸设有工业抽汽口和背压排汽口。

前汽缸与前轴承座采用半圆法兰结构连接，前轴承座与前座架（或前底板）间有纵向滑销。后汽缸与后轴承座采用“下猫爪”结构连接。

汽缸下半的底部、两侧水平中分面法兰的底面设有疏水口。

5. 低压喷嘴室

低压喷嘴室与汽缸分为两部分，有中间隔板和蒸汽室两种结构。

（1）中间隔板外圆嵌入汽缸槽内，下半支撑在下半汽缸中分面处的悬挂销上，底部与汽缸间有一个定位键，上、下半板体在中分面处有密封键和定位销。

（2）蒸汽室上、下半由螺栓连接在一起，下半水平法兰伸出两个支撑搭耳支撑在下半汽缸中分面处的支承面上，底部与汽缸间有一个定位键，中分面处有密封键和定位销。

6. 汽封

汽封分为通流部分汽封、隔板汽封及前、后汽封。通流部分汽封包括动叶片围带处的径向、轴向汽封和动叶根部处的轴向汽封；隔板汽封环装在每级隔板的内圆上，每圈汽封环由四个弧块组成。前、后汽封与隔板汽封结构相同，转子上装有带凹槽（或镶嵌有汽封齿）的汽封套筒，与汽封齿构成迷宫式汽封。

7. 前轴承座

前轴承座上装有油动机、推力轴承前轴承、主油泵、调节滑阀、保安装置、转速传感器、振动传感器、转速表、温度计等。前轴承座安放在前座架（或前底板）上，其接合面上有纵向键，前轴承座可沿轴向滑动。

8. 后轴承座

后轴承座与后汽缸分体，装有汽轮机后轴承、发电机前轴承、盘车装置、盘车用电磁阀、振动传感器、温度计等。后轴承座安放在后座架（或后底板）上，其接合面上有纵向键和横向键，纵向键和横向键的交点为汽轮机热膨胀“死点”。后轴承座与后汽缸间有立销。

9. 轴承

汽轮机前轴承和推力轴承组成球面联合轴承，推力轴承为摆动瓦块式。

10. 盘车装置

盘车装置装于后轴承座上，需要盘车时，旋转盘车装置上的手轮，使小齿轮与盘车大齿轮啮合，从而接通润滑油路，启动盘车装置。

11. 配汽机构

高、低压段的配汽机构通常为调节汽阀及连杆形式，低压配汽机构也会根据需要采用旋转隔板的形式，旋转隔板为装配式，无低压喷嘴组，喷嘴块直接镶嵌在旋转隔板体上。

12. 润滑油系统

润滑油系统包括主油泵、启动油泵、润滑油泵、事故油泵、注油器、冷油器及油箱等。

13. 辅机系统

背压式汽轮机的辅机系统主要由轴封系统和疏水系统等组成。

（1）轴封系统。前轴封一段漏汽连接至排汽；前轴封二段漏汽与后轴封的一段连接至轴封加热器；主汽阀、调节汽阀的阀杆漏汽连接至轴封加热器。

（2）疏水系统。疏水系统包括主汽阀后蒸汽管道、汽缸、抽汽管道上抽汽止回阀前、后的疏水及排汽管道上的疏水。

二、调节方式

背压式汽轮机进汽量的调节通过调压器来实现，当热用户蒸汽的需求量增加时，供热压力降低，调压器接受这一压力信号，通过中间处理放大机构增大调节阀的开度，以增加汽轮机的进汽量，由于调压器的作用，可保证背压式汽轮机的排汽压力保持在一定的范围内。

当背压式汽轮机突然甩负荷时，转速将迅速升高，调速器滑环向上移动，减小调节阀的开度，使汽轮机的供汽量减少，排汽压力相应降低，调压器将增大调节阀的开度，从而增加汽轮机的进汽量。调压器对于调速器存在一个相反作用，为限制此种情况，设置一个中间点，当调压器位移使杠杆与支点相遇时，调压器将不再继续向下移动，此时调速器可以单独控制背压式汽轮机，维持其空负荷运行。

对于背压式汽轮机，通常在系统中配置减温减压器，在单台机组出现故障停机时，可通过减温减压器将锅炉的新蒸汽直接减温减压至所需蒸汽参数，实现对外供热。

抽汽背压式汽轮机的调节系统主要有以下特点：

（1）调速器和调压器的配置方式与纯背压式汽轮机调节系统基本相同，可同时控制高中压调节阀，使抽汽量和抽汽压力保持所需的参数。

（2）抽汽调压系统只控制高压调节阀，改变高压进汽量，满足抽汽流量的要求，保证抽汽压力。

（3）甩负荷时，调压器均向增加流量的方向移动，调速器同样设置措施避免反向作用以实现汽轮机空负荷运行。

三、控制、监视与保安系统

抽汽背压式汽轮机采用数字电液调节（DEH）系统，其主要由数字式调节器、电液转换器、液压伺服机构及配汽机构（调节汽阀或旋转隔板）等组成。

1. 调节系统

（1）数字式调节器。数字式调节器接受转速传感器输入的转速信号、压力传感器输入的抽汽和排汽压力信号、功率传感器输入的电功率信号及过程控制、辅助控制等回路输入的控制信号，解算后输出标准电流信号给电液转换器。

（2）电液转换器。电液转换器接受数字式调节器输出的标准电流信号，输出与输入的电流信号相对应的调节信号油压。

（3）液压伺服机构。液压伺服机构由调节滑阀、错油门、油动机、启动阀及快关阀等组成。调节信号油压经液压伺服机构放大，控制油动机活塞移动，再通过调节杠杆，改变配汽机构的开度，进而调节汽轮机高压及低压部分的进汽量。

（4）配汽机构（调节汽阀或旋转隔板）。根据电负荷和抽汽、排汽热负荷的需求，调节油动机带动配汽机构，改变其横梁的位置，装在横梁上的阀碟，按配汽升程曲线顺序开启关闭，从而改变汽轮机的进汽量，满足负荷要求。

2. 保安系统

保安系统主要由机械液压保安系统和电气保安系统两部分组成。

（1）机械液压保安系统。机械液压保安系统主要由危急遮断器、危急遮断油门、试验控制阀、启动阀、

快关阀、主汽阀及抽汽阀等组成。

当任一保安装置动作时，保安油路被切断，保安油压降为零，主汽阀、调节汽阀（旋转隔板）、抽汽阀迅速关闭。当汽轮机转速超过额定转速的 10%～12% 时，危急遮断器、危急遮断油门动作，切断保安油路。当汽轮机转子的轴向位移超过规定值时，主油泵体上靠近挂钩处的凸肩，打脱危急遮断油门挂钩，使油门滑阀动作，切断保安油路。抽汽阀是带液压控制的止回阀，可防止抽汽管路蒸汽倒流回汽缸。

（2）电气保安系统。电气保安系统由转速表、电调节器超速保护、电磁阀及汽轮机安全监测保护装置（TSI）等组成。

转速表设有报警、超速开关量输出，可对机组转速越限、超速进行保护。机组配有两个保安电磁阀，任一电磁阀动作，都可切断保安油路，使主汽阀、抽汽阀及调节汽阀（旋转隔板）迅速关闭。

汽轮机安全监测保护装置由各传感器及转速监视保护仪、轴瓦振动监视保护仪、轴向位移监视保护仪、汽缸膨胀监视保护仪、油箱油位监视保护仪、阀位监视保护仪、胀差监视保护仪及电源组合而成。其对机组的转速、振动、轴位移、汽缸膨胀、油箱油位、油动机行程、转子胀差提供保护，当监测点超限时，可及时发出报警或使电磁阀动作，切断保安油路。

第三节　国内主要背压式汽轮机产品特点

一、哈汽产品

哈汽生产制造了 12～80MW 等级纯背压式及抽汽背压式汽轮机，其典型背压式汽轮机产品规格参见《电力工程设计手册 集中供热设计》附录 F 中表 6。

二、上汽产品

上汽生产制造了 25～50MW 等级纯背压式及抽汽背压式汽轮机，其典型背压式汽轮机产品规格参见《电力工程设计手册 集中供热设计》附录 F 中表 7。

三、东汽产品

东汽生产制造了 12～60MW 等级纯背压式及抽汽背压式汽轮机，其典型背压式汽轮机产品规格参见《电力工程设计手册 集中供热设计》附录 F 中表 5。

四、北重产品

北重生产制造了 12～50MW 等级纯背压式及抽汽背压式汽轮机，其典型背压式汽轮机产品规格参见《电力工程设计手册 集中供热设计》附录 F 中表 1。

五、南京汽轮电机集团有限责任公司产品

南京汽轮电机集团有限责任公司生产制造了 12～60MW 等级纯背压式及抽汽背压式汽轮机，其典型背压式汽轮机产品规格参见《电力工程设计手册 集中供热设计》附录 F 中表 3。

第四节　主 要 技 术 规 范

根据 GB/T 5578—2007《固定式发电用汽轮机规范》，背压式汽轮机主要技术规范中对于其性能保证值及主要技术规范的要求与抽凝式汽轮机基本相同。本节以 CB50-10.5/3.8/1.3 型 50MW 高温高压单缸单排汽、抽汽背压式汽轮机为例，对其性能保证值与技术规范要点进行说明，具体工程的技术规范应根据工程实际条件选择应用。

一、性能保证值

下文中汽轮机性能保证值空白处由汽轮机制造厂填写。

（一）热耗率保证值

机组额定纯背压运行工况的保证热耗率（汽泵运行）不高于_____kJ/kWh（正偏差为零），热耗率计算公式为

$$\frac{q_1(h_1-h_{fw})-q_2(h_2-h_b)}{P_G-P_{EXC}} \tag{4-1}$$

式中　q_1 ——主蒸汽流量，kg/h；

q_2 ——低压供热蒸汽流量，kg/h；

h_1 ——主汽阀入口主蒸汽焓，kJ/kg；

h_{fw} ——最终给水焓，kJ/kg；

h_2 ——低压供热蒸汽焓，kJ/kg；

h_b ——补水焓，kJ/kg；

P_G ——发电机终端输出功率，kW；

P_{EXC} ——采用静态励磁时发电机端供应励磁变压器的功率，kW。

式（4-1）是指背压式汽轮机未使用减温水的工况，如使用应予以修正。

按下列条件计算保证热耗率：发电机效率为_____%；至 1 号及 2 号高压加热器蒸汽管道的压损为_____%，至除氧器加热蒸汽管道的压损为_____%；高压加热器端差为______℃；回热抽汽系统采用 3 级方案。

汽轮机制造厂应提供附详细数据（包括流量、功率、压降、端差、温升、焓值等）的热平衡图、修正曲线及有关说明；还应提供进行汽耗值的测量、计算、修正时用的有关规程、规定。汽耗试验标准采用 ASME PTC-6。

（二）汽轮机出力（功率）保证值

1. 额定纯背压工况

汽轮机进汽量为额定进汽量，在下列条件下安全连续运行，此工况下发电机输出的功率为_____MW，缸效率（含阀门节流损失）为_____%，该工况为汽耗和出力考核工况：

（1）主蒸汽参数为额定参数，汽轮机进汽量为额定进汽量，蒸汽品质满足规定的要求。

（2）额定纯背压工况排汽压力为_____MPa（a），排汽温度为_____℃。

（3）额定纯背压排汽供热量为_____t/h。

（4）全部回热抽汽系统正常运行。

（5）发电机冷却器冷却水温为_____℃，发电机效率为_____%，发电机额定功率因数为_____（滞后）。

（6）化学除盐水补水按_____℃考虑。

此工况条件下汽轮发电机组在保证寿命期内能安全连续运行，额定纯背压工况汽轮机的汽耗值应不高于_____kg/kWh。

2. 最大纯背压工况

（1）主蒸汽参数为额定值，汽轮机进汽量为_____t/h，蒸汽品质满足规定的要求，此工况下发电机输出的功率为_____MW。

（2）最大纯背压工况排汽压力为_____MPa（a），排汽温度为_____℃。

（3）最大纯背压工况排汽供热量为_____t/h。

（4）全部回热抽汽系统正常运行。

（5）发电机冷却器冷却水温为_____℃，发电机效率为_____%，发电机额定功率因数为_____（滞后）。

（6）化学除盐水补水按_____℃考虑。

此工况条件下汽轮发电机组在保证寿命期内能安全连续运行，该工况为最大出力考核工况。

3. 额定纯背压高压加热器切除工况

汽轮机进汽量为额定进汽量，在下列条件下安全连续运行，此工况下发电机输出的功率为_____MW。

（1）主蒸汽参数为额定参数，汽轮机进汽量为额定进汽量，蒸汽品质满足规定的要求。

（2）额定纯背压高压加热器切除工况排汽压力为_____MPa（a），排汽温度为_____℃。

（3）额定纯背压高压加热器切除工况排汽供热量为_____t/h。

（4）发电机冷却器冷却水温为_____℃，发电机效率为_____%，发电机额定功率因数为_____（滞后）。

（5）化学除盐水补水按_____℃考虑。

此工况条件下汽轮发电机组在保证寿命期内能安全连续运行。

（三）缸效率

缸效率（包括阀门节流损失）保证值：

（1）额定抽汽工况为__________。

（2）额定纯背工况为__________。

（四）振动及噪声保证值

汽轮机在额定工况下运行时，在轴承座上测得的振幅值不大于0.025mm，在轴颈上测得垂直、横向双向振幅振动值不大于0.05mm，各转子及轴系在通过临界转速时双向振幅振动值应不大于报警值（0.1mm）。

距汽轮机化妆板外1m、汽轮机运转层上1.2m高处所测得的噪声值应低于85dB（A），其他辅助设备应不大于85dB（A）。

二、技术规范要点

（一）运行和检修

1. 正常运行

（1）机组运行频率范围。在48.5～50.5Hz频率范围内，汽轮机应能安全连续地运行，当频率偏差大于上述频率值时，汽轮机制造厂应提出允许运行的时间，但不得低于表4-3中的参数。

表4-3　汽轮机组运行频率及允许时间

频率	允许时间	
（Hz）	每次（s）	累计（min）
51～51.5		
50.5～51.0		
48.5～50.5		
48.0～48.5		
47.5～48.0		
47.0～47.5		

（2）汽轮机组寿命。汽轮机保证使用寿命不少于30年，并要求30年内汽轮机寿命损耗不大于75%。汽轮机组在其保证使用寿命期内，应能承受表4-4的工况。

表4-4　汽轮机组启动工况

启动工况	启动工况定义	启动次数
冷态启动	停机72h以上，且汽缸金属壁温已低于该测量点满负荷时金属壁温值的40%以下	_____次
温态启动	停机10～72h，且壁温为原值的40%～80%	_____次
热态启动	停机10h以下，且壁温为原值的80%以上	_____次
极热态启动	停机小于1h，且壁温为接近原值	_____次
负荷阶跃	负荷变化率大于每分钟10%额定功率	_____次

汽轮机制造厂应给出各种运行方式下，机组寿命损耗的分配数据及甩不同负荷时的寿命损耗曲线，以保证机组能在设计使用寿命期限内可靠地运行。汽轮机在其保证使用寿命期内，除能承受各种启停和变负荷运行次数外，整个轴系的强度（应力和疲劳寿命）应能满足承受电力系统的各种扰动的冲击（如定子绕组出口三相和两相突然短路，系统近处三相短路及切除、三相快速重合闸、误并列等）。

汽轮机制造厂在进行汽轮发电机轴系扭应力设计时，应考虑电网的电气故障对轴系的影响，提交轴系扭振固有频率、疲劳寿命分析及以下数据：

1） 在发生单相接地故障的切除与重合闸时，按最严重情况考虑，汽轮发电机轴系的寿命损耗累计应低于 0.1%，保证值为 0.09%；在发生两相故障的切除与重合闸时，对汽轮发电机轴系的寿命损耗最多为 0.5%。

2） 机组短路（一次）；120°误并列（一次）；在一般快速（＜150ms）切除故障时间内，切除近处三相短路（三次）；慢速（＞150ms）切除近处三相短路，两侧电动势已摆开（一次）。以上故障合并考虑，总的寿命损耗不大于 30%，制造厂保证值为_____%。

在下列扰动下，轴系寿命疲劳损耗值：

1） 发电机出口三相或两相短路，疲劳损耗最大值为 0.5%。

2） 90°～120°误并列，疲劳损耗最大值为 2.5%。

3） 近处短路及切除，切除时间小于 150ms 时，疲劳损耗值为 0.3%。

4） 切除时间大于 150ms 时，疲劳损耗值为 1%。

汽轮机大修间隔不少于_____年。

2. 额定参数变化的极限值

汽轮机的主蒸汽参数应能够在表 4-5 所给范围内持续运行（并保证推力瓦不超温，调节级不超压）。

表 4-5 汽轮机额定参数变化的极限值

参数名称		极限值
主蒸汽压力	保持所述年平均压力下允许连续运行的压力	$\leqslant 1.1p_0$
	例外情况下允许偏离值，但 12 个月周期内积累时间小于或等于 12h	$\leqslant 1.20p_0$
主蒸汽温度	任何 12 个月周期内的平均温度	$\leqslant 1.00t$
	保持所述年平均温度下允许连续运行的温度	$\leqslant t+8$℃
	例外情况下允许偏离值，但 12 个月周期内积累时间小于或等于 400h	$\leqslant t+$（8～14）℃
	例外情况下允许偏离值，每次小于或等于 15min，但 12 个月周期内积累时间小于或等于 80h	$\leqslant t+$（14～28）℃
	不允许值	$>t+28$℃

注 p_0 为额定主汽阀前压力，MPa（a）；t 为额定主汽阀前温度，℃。

3. 汽轮机背压

（1） 机组在连续运行条件下，允许最大背压值为_____MPa（a）。

（2） 机组允许连续运行的最高背压值为_____MPa（a），此时机组允许最大负荷为_____MW。

（3） 机组排汽压力升高到报警背压_____ MPa（a）时，允许机组带负荷持续运行的时间为_____min。

（4） 当自动主汽阀突然脱扣关闭，发电机仍与电网并列时，至少具有_____min 无蒸汽运行的能力，而不致引起设备上的任何损坏。从危急保安系统动作到主汽阀完全关闭的时间小于_____s，同时关闭全部调节阀及抽汽管道止回阀。

（5） 超速试验时，汽轮机应能在_____%额定转速下做短期空负荷运行，这时任何部件都不应超应力，各轴系振动也不应超过允许值。

（6） 排汽绝对压力应在额定压力的________%～_____%之间能连续稳定运行。

（二）零部件

1. 汽轮机本体结构

（1） 汽轮机设计保证在启动和停机过程中其膨胀值、胀差和汽缸的变形都在允许的范围内，以保证机组启动和停机的灵活性。汽轮机的滑销系统采用自润滑，应保证长期运行灵活。

（2） 在考虑轴系稳定性时，必须要考虑蒸汽激振力的影响。

2. 汽轮机转子及叶片

（1） 汽轮机转子应为彻底消除残余内应力的整锻无中心孔转子，转子偏心率小于或等于 0.025mm。

（2） 汽轮机的结构应可以保证在不揭缸的情况下，进行转子的动平衡试验，以轴振满足要求为准。不论是单个转子的临界转速或是轴系临界转速，都应高于 3600r/min 或低于 2500r/min，以避免对机组运行的任何不利影响。

（3） 应提供转子的脆性转化温度的数值，并解释取得该数值的依据，以确认其正确性。应力争降低转子的脆性转化温度，至少脆性转化温度值不应影响机组启动的灵活性。

（4） 低压末级及次末级叶片应具有必要的抗应力腐蚀及抗汽蚀措施，汽轮机应设有足够的除湿用的疏水口（若有）。

（5） 叶根固定尺寸应十分准确，并具有良好的互换性，以便于备品叶片的互换。应说明转子及叶片材料，提供转子重量、重心、转动惯量及转子的惯性矩 GD^2 值。转子应经轴系不平衡影响计算、轴系稳定性计算、转子扭振计算，且都处于合格范围内，失稳转速大于 4000r/min，转子一阶扭振频率为 17Hz，对数衰减率大于 0.2。

（6）叶片在允许的频率变化范围内不得产生共振，并提供现场静态检测自由叶片频率的方法和叶片频率分散率数值。

（7）对汽缸的通流部分，特别是第一级的喷嘴及动叶采取适当措施以防止颗粒侵蚀。

（8）每根汽轮机转子应在制造厂进行超速试验。汽轮机转子的这种试验只能进行一次，延续时间不超过_____min。试验转速应为调速器失灵且危急保安系统动作后所能出现的最大计算转速再加_____%所得的转速，不得低于_____%额定转速。

（9）汽轮机转子在出厂前进行动平衡试验，试验精度应小于 1.0mm/s。

3. 汽缸

（1）汽缸的设计应能使汽轮机在启动、升负荷、停机和正常连续稳定运行的过程中因温度梯度造成的变形最小，始终保持正确的同心度。汽缸应采用已有成熟运行业绩的结构和材料，汽缸、喷嘴室及喷嘴、导流环等部件选用在高温下持久强度较高的材料。提高机组启停速度，减小汽缸温度应力，防止汽缸变形漏汽。

（2）汽缸铸件应彻底地消除残余内应力，保证汽缸接合面严密不漏汽。汽缸进汽部分及喷嘴室设计应适当加强，以确保运行稳定，振动小。进汽管密封环应使用耐磨金属制成。

（3）汽缸端部汽封及隔板汽封应有适当的弹性和退让间隙，当转子与汽缸偶有少许碰触时，不致损伤转子或导致大轴弯曲。

（4）为防止蒸汽激振引起的低频振动，高压部分汽封选择合适的汽封间隙及结构形式，并保证具有持久弹性，以保证转子与汽封偶有稍许碰触而不致损伤转子或导致大轴弯曲。

（5）汽轮机汽缸等重要部件，应设有用以进行部件金属材料性能试验的取样部位。

（6）汽缸在出厂前应按规定进行水压试验，确保无缺陷。

4. 轴承及轴承座

（1）主轴承的形式应确保不出现油膜振荡及转子不稳定的特性，各轴承的设计失稳转速在额定转速125%以上，具有良好的抗干扰能力。轴承的失稳转速应大于 4000r/min。

（2）主轴承应是水平中分面，不需吊转子就能够在水平、垂直方向进行调整，同时应是自对中心型的。

（3）在任何运行条件下，各轴承的回油温度不得超过 65℃，各轴承回油管上应有观察孔及温度计插座。在油温测点及油流监视装置之前，不得有来自其他轴承的混合油流。

（4）测量轴承金属温度应使用埋入式双支热电偶（T 型），并将该热元件的接线引至汽轮机本体接线盒内。热元件应具有良好的抗震性能。正常运行中各轴承金属温度应不超过 90℃，但乌金材料应允许在110℃以下长期运行。推力瓦温度由工作面及非工作面瓦块金属温度来指示，同时要设置推力瓦工作面及非工作面油温度计。各支持轴承（包括发电机组的轴承）均设轴承金属温度测点（不少于两点）。

（5）推力轴承应能持续承受在任何工况下所产生的双向最大推力。

（6）每个轴承座的适当位置上，应装设测量轴承在 x、y 两个方向上轴振和瓦振测量装置。

（7）前箱油挡及后箱前油挡应采用先进可靠的结构形式，防止渗油及汽水进入油中，其他油挡应选用磨损后方便更换的形式。

5. 阀门

（1）主汽阀、调速阀制造的严密性等级标准为零泄漏，并能承受管道 1.5 倍设计压力的水压试验。主汽阀、调速阀的材质应能适应与其相连接管道的焊接要求，提供焊接方法及坡口加工图。如材质不适应，应加过渡段并在制造厂完成焊接。

（2）主汽阀、调速阀和外部管道连接尺寸应一致，如不一致应提供过渡管件并在制造厂完成焊接。主汽阀、调速阀应能在汽轮机运行中进行遥控顺序试验，应具备检修后进行单独开闭试验的性能。

（3）每个主汽阀及调速阀都应备有就地和供集中控制监督的开度指示，并有确认开度指示是否正确的仪表。

（4）主汽阀应具有检修后单独试验开闭的装置及阀门遮断装置。主汽阀及调速阀应满足机组启动、停机及各种运行方式的要求。

（三）汽轮机辅助系统

1. 润滑油系统

（1）润滑油系统设有可靠的主供油设备及辅助供油设备，在启动、停机、正常运行和事故工况下，满足汽轮发电机组所有轴承的润滑用油量。

（2）润滑油系统采用组合式的集装油箱，设备应包括但不限于主油箱、射油器、主油泵、交流润滑油泵、直流润滑油泵、冷油器、切换阀、管子、仪表及所需全部附件（如回油管上的窥视孔、温度计插座和进油管上的活动滤网等）。

（3）主油箱容量应考虑当厂用交流电失电时，冷油器断水的情况下保证机组安全惰走不烧瓦、停机，此时，润滑油箱油温不应超过 60℃，并保证安全的循环倍率。油箱设计满足油系统失火时尽快放油的要求，油箱事故放油设计应满足相关规范的规定。

（4）主油箱上应设置两台全容量用交流电动机驱动的高效带分离器的抽排油烟机（电动机为防爆型）

和除雾器，各轴承室内维持微负压，并设置相应的负压表以便于监视。电加热器加热温度到40℃。

（5）润滑油系统设备内表面和润滑油接触的部分需作防腐涂层处理，并保证防腐涂层不会脱落。

（6）汽轮机油系统管道采用不锈钢材料，并采用强度足够的厚壁管，管道强度按不低于2倍工作压力进行设计，并且最低设计压力不低于1.6MPa。管道附件按管道压力等级进行设计，尽量减少法兰及管接头连接。油系统中的附件不得使用铸铁件，法兰采用对焊钢法兰，并有防止可能的漏油滴在蒸汽管道上的措施。油系统阀门应首先选用焊接阀门。

（7）所有润滑油系统的泵组应设计成能满足自动启动、遥控及手动启停的要求。设有停止—自动—运行按钮和用电磁阀操作的启动试验阀门。

（8）冷油器应根据汽轮发电机组在设计冷却水流量和最高冷却水温（_____℃）、冷却水压力（_____MPa）、水侧清洁系数（0.85）、通道堵塞（10%）等情况下的最大负荷设计，冷油器设计裕量不小于10%。冷油器的连接方式应允许汽轮机在额定功率下运行时停止使用任何一台冷油器，以便放空、清洗和重新投入运行。

2. 盘车装置

（1）盘车装置应是自动啮合型的低速盘车，能使汽轮发电机组从静止状态转动起来，并能在正常油压下以足够的转速建立起轴承油膜，盘车转速为4.25r/min。

（2）盘车装置设计应能实现自动退出而不发生撞击，且不再自行投入。

（3）盘车装置运行中如发生供油中断或油压降低到不安全值，应及时报警并停止运行。

3. 汽轮机疏水和排汽系统

（1）汽轮机疏水系统设计应能排出所有设备、管道和阀门内的凝结水，系统应使随时可能投入运行的设备处于热备用状态。

（2）排汽系统应能在机组跳闸和失去热负荷时立即排放蒸汽，防止汽轮机超速和过热。机组解列后，该系统还应具有排除汽阀中蒸汽的功能。

（3）在失去电源或压缩空气气源时，所有疏水阀应自动打开。

（4）疏水系统包括（但不限于）下列各项：

1）主汽阀、调节阀上下阀座的疏水；

2）本体疏水扩容器；

3）汽缸疏水；

4）导汽管疏水；

5）轴封和阀杆漏汽的疏水；

6）排汽装置阀门和排水阀门的疏水；

7）各抽汽管道止回阀的疏水；

8）本体管道低位点疏水。

第五章

燃气-蒸汽联合循环汽轮机

在燃气-蒸汽联合循环系统（简称联合循环）中，蒸汽轮机的作用是利用燃气轮机排气的余热加热给水而得到的蒸汽做功，以增加整个机组的功率。其基本工作原理与常规火力发电厂所采用的蒸汽轮机相同，但是由于联合循环系统本身特殊的要求，使其具有与常规火力发电厂汽轮机所不同的特点，如负荷无法主动调节、无回热系统、排汽量大、滑压运行及需要快速启动等特点。因此在汽轮机的参数选择、布置方案和结构设计等方面与常规燃煤电厂所使用的蒸汽轮机也有所差异。

第一节　机　组　选　型

一、热力循环系统设计

在联合循环中，汽轮机系统中的能量来源于燃气轮机的余热。如图 5-1 所示，燃气轮机的排气线 *da* 以下的面积是汽轮机系统中能量获得的极限，汽轮机的任务是将该面积所具有的能量尽可能多地转化为机械功。由于朗肯循环 *T-s* 图线走势与代表燃气轮机的勃雷顿循环不同（主要是有一段带有蒸发过程的水平段），因此在是否采用再热或余热锅炉内是否采用多段蒸发压力上需要加以选择。

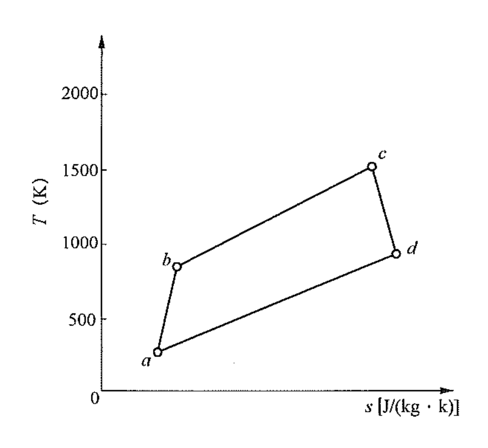


图 5-1　汽轮机系统中可能利用的能量

图 5-2 给出了在联合循环中，当采用单压、双压及再热蒸汽循环系统时的温熵图。图 5-2 中面积 1.1 表示燃气轮机做功量，面积 1.2 表示蒸汽轮机做功量。面积（2.1＋2.2）则表示联合循环对外界冷源损失的热能。因而，联合循环效率 η_{cc} 可以表示为

$$\eta_{cc}=\frac{面积(1.1+1.2)}{面积(1.1+1.2)+面积(2.1+2.2)} \quad (5\text{-}1)$$

如果合理地选择蒸汽轮机的循环过程及蒸汽参数，就可以减少以面积 2.1 表示的对外界冷源的热能损失，从而达到提高联合循环热效率 η_{cc} 的目的。图 5-2（b）所示为在联合循环中，当改用双压蒸汽循环系统时的温熵图。此时，蒸汽轮机的做功量（仍以面积 1.2 表示）增大，以面积 2.1 表示的热能损失减少。因而，联合循环热效率 η_{cc} 提高了。由此可知，必须合理地选择蒸汽轮机的循环过程及蒸汽参数，力求最充分地利用燃气轮机的排气余热［以面积（2.1＋1.2＋2.2）表示］，以提高联合循环效率。由图 5-2（c）可知，在三压系统中，汽轮机做功的面积又要大于双压循环，再热循环的热效率进一步提高。

在联合循环中可以采用五种蒸汽循环系统：①单压无再热的蒸汽循环系统；②双压无再热的蒸汽循环系统；③双压有再热的蒸汽循环系统；④三压无再热的蒸汽循环系统；⑤三压有再热的蒸汽循环系统。

图 5-3 给出了当某燃气轮机对应不同蒸汽循环时的联合循环性能指标。由图 5-3 可知，当联合循环由单压无再热的蒸汽循环系统改为三压有再热的蒸汽循环系统时，机组的热效率提高约 3%，机组的功率增大约 6%。当联合循环由单压无再热的蒸汽循环系统改为双压无再热的蒸汽循环系统时，机组的热效率提高约 1.7%。由双压无再热的蒸汽循环系统改为三压无再热的蒸汽循环系统时，机组的热效率提高约 0.6%。由无再热的蒸汽循环系统改为有再热的蒸汽循环系统时，机组的热效率提高 0.6%～0.7%。表 5-1 给出了某公司不同级别联合循环机组采用不同循环方式时的效率变化，由此可知合理选择蒸汽循环系统的重要性。

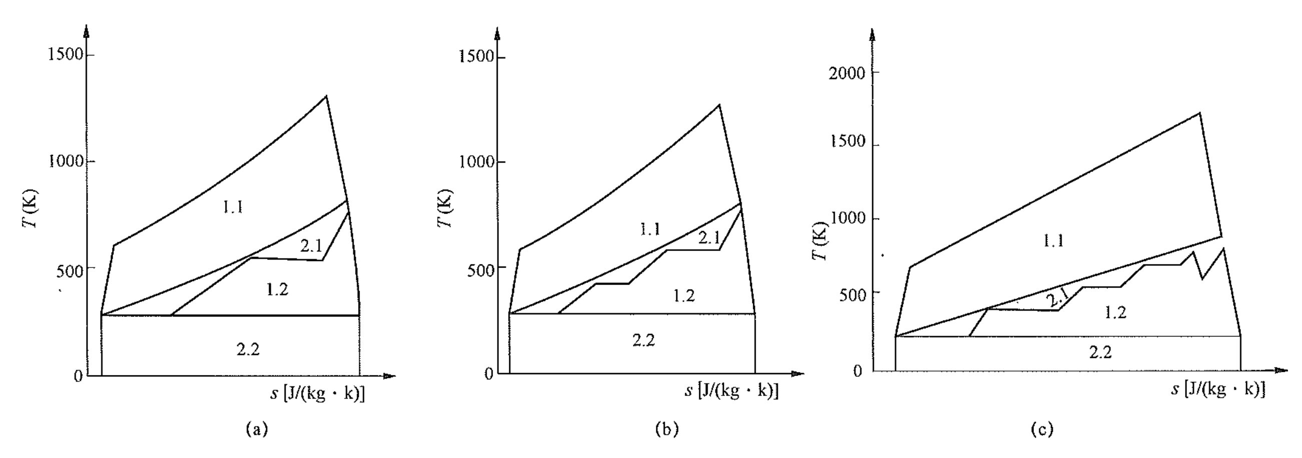


图 5-2　联合循环中汽轮机几种循环的温熵图

（a）基本循环（单压无再热）；（b）双压循环；（c）再热循环

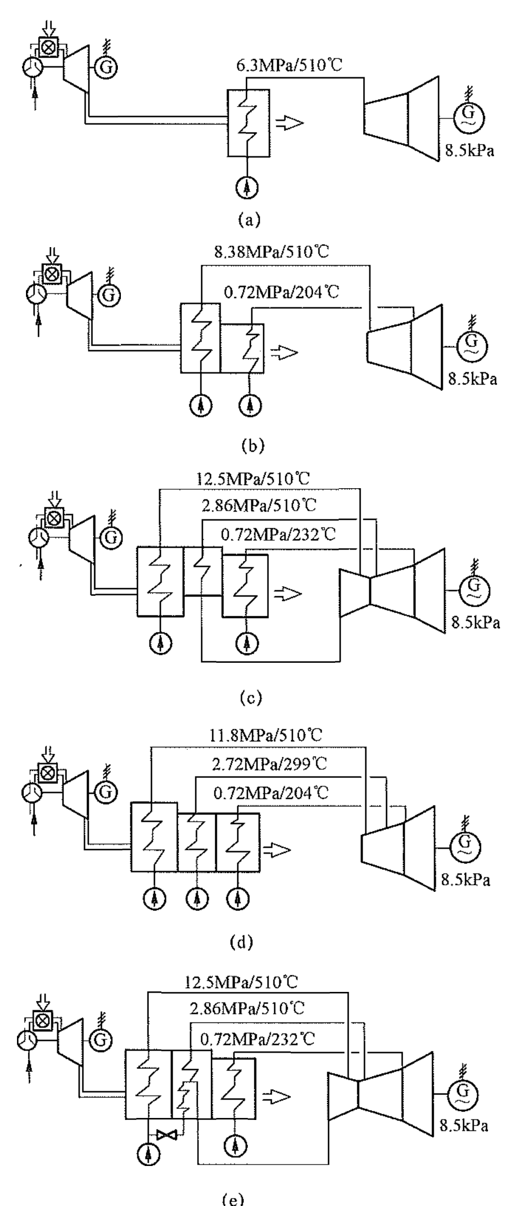


图 5-3　某燃气轮机对应不同蒸汽循环时的联合循环性能指标

（a）单压无再热循环（功率 150MW，效率 48.3%）；

（b）双压无再热循环（功率 155MW，效率 50.0%）；

（c）双压再热循环（功率 157MW，效率 50.6%）；

（d）三压无再热循环（功率 157MW，效率 50.6%）；

（e）三压再热循环（功率 159MW，效率 51.3%）

但是汽轮机发电量并不是联合循环发电系统中的主要部分，因此汽水系统的复杂性不应任意加大，不应过分加重整个装置的投资，以及影响整个装置的运行灵活性。

抽汽加热系统在本质上是一种回热循环设备，它可以利用部分做功的蒸汽能量来加热给水，以减少锅炉的燃料消耗量。对于燃煤电厂锅炉，由于煤中不可避免地含有硫分，故烟气中总是含有一定量的硫的氧化物。因为当锅炉排烟温度低于硫化物的露点温度后，就会腐蚀锅炉的尾部受热面，所以，一般锅炉排烟温度都定在 150℃左右。联合循环的情况则不同，除了个别机组燃用含硫量较多的重油外，天然气的含硫量极低，因此为了提高整个机组的热效率，降低余热锅炉排气温度是极其重要的措施（一般可降至 80～90℃）。这样余热锅炉的排气温度与凝汽器出口的给水温度已相差无几，原来抽汽加热系统承担的加热给水功能，则完全可以由余热锅炉尾部受热面来承担，所以汽轮机系统中原先非常复杂的各级加热器系统就可以取消。因此，联合循环中蒸汽轮机的循环一般不设置回热抽汽系统。

二、初参数选择

汽轮机的功率和蒸汽产量及焓降的乘积成正比，而蒸汽产量和焓降都与蒸汽参数有关（主要指蒸汽温度和压力）。为提高汽轮机效率，蒸汽温度一般都尽可能取得较高，这取决于燃气轮机的排气温度。进入到蒸汽轮机进口的蒸汽初温应是燃气轮机排气温度减去余热锅炉中的传热温差，一般为 25～50℃。根据选用的燃气轮机排气设计温度值，可以定出蒸汽初温。

（1）对于联合循环中应用的汽轮机，由于燃气轮机排气温度不是太高，一般选用高压、次高压和中压系列。对于大型联合循环装置（9F 级及以上），也选用超高压系列。选择主蒸汽压力时，需要综合考虑以下两方面的影响：①对汽轮机功率的影响。②对汽

表 5-1　　某公司不同级别联合循环机组采用不同循环方式时的效率变化

项目		型号 A				型号 B				型号 C			
		毛功率（MW）			毛效率 LHV（%）	毛功率（MW）			毛效率 LHV（%）	毛功率（MW）			毛效率 LHV（%）
		燃气轮机	蒸汽轮机	总功率		燃气轮机	蒸汽轮机	总功率		燃气轮机	蒸汽轮机	总功率	
循环类型	单压循环	101.5	48.7	150.2	49.4	318.6	148.4	467	51.6	464.4	216.7	681.1	54.5
	双压循环	101.5	54.8	156.3	51.4	318.6	172.0	490.6	54.2	464.4	245.5	709.9	56.8
	双压再热循环	101.5	56.7	158.2	52.0	318.6	173.7	492.3	54.4	464.4	256.7	721.1	57.7
	三压循环	101.5	58.0	159.5	52.4	318.6	179.2	497.8	55.0	464.4	262.9	727.3	58.2
	三压再热循环	101.5	59.6	161.1	52.9	318.6	181.1	499.7	55.2	464.4	266.7	731.1	58.5

轮机排汽湿度的影响。随着主蒸汽压力的提高，汽轮机中蒸汽的焓降是会增大的，可以使汽轮机的功率增大。但当压力增大到某一个值后，焓降的增大程度会逐渐减慢。此时，随着主蒸汽压力的提高，余热锅炉的蒸汽产量会下降，汽轮机的漏汽损失和湿度都会上升，最终将导致蒸汽产量与焓降的乘积不再升高，而是趋于下降。

（2）对于给定的燃气轮机，在为其选配联合循环汽轮机时，就会存在一个选择最佳进汽压力的问题。其选择原则应是使蒸汽产量与焓降的乘积为最大，也使汽轮机的功率最大。

（3）对于不同功率等级的燃气轮机，最佳进汽压力值是不同的。当燃气轮机功率较小时，如汽轮机进汽压力偏高，则进汽的容积流量较小，通流部分的喷嘴和动叶高度较短，二次流损失增加，内效率降低，故压力要选得低一些；反之，当燃气轮机功率大时，则汽轮机进汽压力要高，而且还可以采用再热，以降低排汽湿度和提高末级叶片的效率和工作寿命。另外，最佳进汽压力还与燃气轮机的运行条件、燃料种类、烟气成分、大气环境、余热锅炉的布置形式等有关。

（4）对于多压汽轮机的补汽压力，也存在着类似的最佳值问题。随着主蒸汽压力的升高，在双压蒸汽循环中，由于余热锅炉产生的主蒸汽流量是不断降低的，但二次蒸汽的流量却是增大的。它们都对汽轮机功率产生影响，因此对于多压机组，主蒸汽压力的选择也影响着补汽压力的确定。

（5）对于功率更大一些的汽轮机，有的还需要再热，因此在最佳参数的选择上，还要考虑再热参数这个因素。对于三压乃至三压再热的循环方式，考虑的因素和问题会更加复杂。

因此，最佳参数的选择是一个在余热锅炉和汽轮机性能之间进行的最优化热力计算过程，属于最优化设计范畴。针对项目具体设计条件（如运行特点、是否抽汽供热、供热参数等因素），协同余热锅炉厂和汽轮机厂进行充分计算、分析和论证，共同完成这一过程，为汽轮机和余热锅炉的设计提供最优化参数。

此外，一些主要的燃气轮机制造厂针对各自所生产的燃气轮机参数特点，给出了推荐的循环系统方案及蒸汽参数（供参考），见表 5-2 和表 5-3。

表 5-2　　西门子公司建议的蒸汽参数规范

循环类型	蒸汽轮机功率（MW）	主蒸汽		再热蒸汽		低压蒸汽	
		压力（MPa）	温度（℃）	压力（MPa）	温度（℃）	压力（MPa）	温度（℃）
单压循环	30～200	4.0～7.0	480～540				
双压循环	30～300	5.5～8.5	500～565			0.5～0.8	200～260
三压再热循环	50～300	11.0～14.0	520～565	2.0～3.5	520～565	0.4～0.6	200～230

表 5-3 通用电气公司建议的蒸汽参数规范

项目	循环类型								
	单压无再热循环	双压无再热循环			双压再热循环	三压无再热循环			三压再热循环
汽轮机功率（MW）		≤40	40～60	≥60	＞60	≤40	40～60	≥60	＞60
主蒸汽压力（MPa）	4.13	5.64	6.61	8.26	9.98	5.85	6.88	8.60	11.98
主蒸汽温度（℃）	538	538	538	538	538	538	538	538	538
再热蒸汽压力（MPa）					2.06～2.75				2.06～2.75
再热蒸汽温度（℃）					538				538
中压蒸汽压力（MPa）		0.55	0.55	0.55	0.55	0.69	0.83	1.07	2.06～2.75
中压蒸汽温度（℃）		比过热器前燃气温度低 11℃			305	270	280	300	305
低压蒸汽压力（MPa）						0.17	0.17	0.17	0.28
低压蒸汽温度（℃）						160	170	180	260

注 若燃气轮机排气温度低于 568℃，则主蒸汽温度取燃气的排气温度减去 30℃。

三、机型选型原则

（1）联合循环电厂的汽轮机设备选型和技术要求应符合 JB/T 8953.2《燃气–蒸汽联合循环设备采购—汽轮机》的有关规定。

（2）联合循环机组中的汽轮机性能应与机组的负荷要求相适应。带尖峰负荷和中间负荷的机组，配套的汽轮机应具有滑压运行、适应频繁快速启停、参与调峰运行的功能。

（3）部分持续稳定热负荷和部分变化波动热负荷的热电厂，宜选用抽凝式汽轮机；具有常年持续稳定的热负荷的热电厂，按全年基本热负荷，可选用背压式汽轮机；新建热电厂的第一台机组不宜设置背压式汽轮机。

（4）干旱指数大于 1.5 的缺水地区，宜选用空冷式汽轮机。

（5）汽轮机进口蒸汽压力和温度按下列原则选择：

1）汽轮机进口最大蒸汽压力为余热锅炉过热器出口最大蒸汽压力减去管道压力损失，汽轮机最高进汽温度比余热锅炉过热器出口最高蒸汽温度低 1.0～2.0℃。

2）若具有再热蒸汽循环系统，汽轮机低压缸或中压缸进口最高蒸汽压力为余热锅炉再热器出口最高蒸汽压力减去再热热段管道压力损失；汽轮机低压缸或中压缸进口最高蒸汽温度比余热锅炉再热器出口最高蒸汽温度低 0.5～1.0℃。

（6）汽轮机的最大进汽量应与相应的余热锅炉最大蒸发量相匹配；对“多拖一”配置的机组，则汽轮机的最大进汽量应与相应的余热锅炉最大蒸发量之和相匹配。汽轮机设计工况下的进汽量应有措施以保证存在制造误差和汽轮机老化时增加进汽量所需。

（7）汽轮机的额定工况应对应于设计预定运行条件下余热锅炉的设计额定工况。在设计进口蒸汽参数工况下，保证达到规定的设计额定功率和热耗率。汽轮机还应接纳预定运行的夏季工况、冬季工况下余热锅炉产生的蒸汽，应校验相应条件下汽轮机的功率。

（8）汽轮机设备及系统应设有可靠的防止汽轮机进水的措施。主蒸汽等与汽轮机相连管道上的最低点应设疏水点，这些疏水管道应有足够的内径，并配动力操作疏水阀。

四、参数与系列

下面列出了常见的各等级燃气-蒸汽联合循环系统中所采用的蒸汽轮机的性能参数，主要包括 H 级、F 级、E 级、100MW 级、60MW 级和 40MW 级等联合循环系统。

（1）H 级联合循环中蒸汽轮机的性能参数见表 5-4。

表 5-4 H 级联合循环中蒸汽轮机的性能参数

名称	哈尔滨电气-通用电气	西门子	上海电气-安萨尔多
燃气轮机	9HA.01	SGT5-8000H	GT36-S5
主蒸汽压力（MPa）	14.5	17.9	16.6
主蒸汽温度（℃）	591	598	600
主蒸汽流量（t/h）	390.7	376	468
再热蒸汽压力（MPa）	3.0	3.6	3.4
再热蒸汽温度（℃）	591	598	600
再热蒸汽流量（t/h）	432.1	449	523.7
低压蒸汽压力（MPa）	0.338	0.41	0.334
低压蒸汽温度（℃）	292	249	272
低压蒸汽流量（t/h）	49.11	51.1	70.416
排汽方式	下排汽/轴向排汽	下排汽/轴向排汽	轴向排汽
汽轮机功率（MW）	206	214	250

（2）F 级联合循环中蒸汽轮机的性能参数见表 5-5。

表 5-5 F 级联合循环中蒸汽轮机的性能参数

名称	哈尔滨-通用电气	西门子	东方电气-三菱	上海电气-安萨尔多
燃气轮机	9F.03	SGT5-4000F	M701F4	AE94.3A
主蒸汽压力（MPa）	11.034	12.98	12.53	13.34
主蒸汽温度（℃）	565	555	558	565
主蒸汽流量（t/h）	346.2	280.9	300.5	294.1
再热蒸汽压力（MPa）	3.031	3.384	3.07	3.173
再热蒸汽温度（℃）	5648	550	568	556
再热蒸汽流量（t/h）	319.2	309.8	347.2	336.4
低压蒸汽压力（MPa）	0.318	0.313	0.512	0.454
低压蒸汽温度（℃）	309.1	243.5	246	242.3
低压蒸汽流量（t/h）	33.8	58.1	51.67	51.22
排汽方式	下排汽/轴向排汽	轴向排汽	下排汽/轴向排汽	下排汽/轴向排汽
汽轮机功率（MW）	158	158	160	151

（3）E 级联合循环中蒸汽轮机的性能参数见表 5-6。

表 5-6 E 级联合循环中蒸汽轮机的性能参数

名称	南汽-通用电气	西门子	上海电气-安萨尔多
燃气轮机	9E.04	SGT5-2000E	AE94.2
高压蒸汽压力（MPa）	7.4	7.9	7.4
高压蒸汽温度（℃）	516	522	516
高压蒸汽量（t/h）	182.3	235.86	242.8
低压蒸汽压力（MPa）	0.9	0.423	0.9
低压蒸汽温度（℃）	250	213.7	250
低压蒸汽量（t/h）	34.9	61.89	45.9
汽轮机组功率（MW）	66.2	83.7	88.6

（4）100MW 级联合循环中蒸汽轮机的性能参数见表 5-7。

表 5-7 100MW 级联合循环中蒸汽轮机的性能参数

名称	南汽-通用电气	上海电气-安萨尔多
燃气轮机	通用电气-6F.03	AE64-3A
高压蒸汽压力（MPa）	7.4	7.0
高压蒸汽温度（℃）	521	560
高压蒸汽量（t/h）	123	103
低压蒸汽压力（MPa）	0.9	0.69
低压蒸汽温度（℃）	255	247
低压蒸汽量（t/h）	12.8	15.5
汽轮机组功率（MW）	42	38

（5）60MW 级联合循环中蒸汽轮机的性能参数见表 5-8。

表 5-8 60MW 级联合循环蒸汽轮机的性能参数

名称	华电-通用电气	西门子	南汽-通用电气	日立
燃气轮机	LM6000PF	SGT-800	6F.01	H25（42）
高压蒸汽压力（MPa）	5.1	8.0	8.1	5.6
高压蒸汽温度（℃）	449	540	565	521
高压蒸汽量（t/h）	53	66	72	56
低压蒸汽压力（MPa）	0.49	0.85	0.5	0.6
低压蒸汽温度（℃）	186	269	235	250
低压蒸汽量（t/h）	15.8	10.3	7.7	7.6
汽轮机组功率（MW）	17	22.8	24.6	19.1

（6）40MW 级联合循环中蒸汽轮机的性能参数见表 5-9。

表 5-9 40MW 级联合循环蒸汽轮机的性能参数

名称	华电-通用电气	普惠	西门子
燃气轮机	LM2500＋G4	FT8 Swift Pac 30	SGT-700
高压蒸汽压力［MPa（a）］	5.6	5.6	5.1
高压蒸汽温度（℃）	470	454	471
高压蒸汽量（t/h）	41	31	43
低压蒸汽压力［MPa（a）］	0.49	0.6	0.5
低压蒸汽温度（℃）	205	200	205
低压蒸汽量（t/h）	7.3	8.8	7.2
汽轮机组功率（MW）	12.5	10.3	13.5

第二节 本 体 结 构

一、设计特点

在联合循环中使用的汽轮机与一般燃煤电厂中使用的汽轮机有基本相同的进排汽参数和工作环境，两者没有本质上的区别；汽轮机的设计原则、通流部分气动热力学设计、基本零部件的结构都与常规汽轮机相同或相似。这里仅强调因为使用工况不同而造成设计上的特点。

（1）全变压透平。为了有效地利用燃气轮机的排气能量，联合循环中使用的蒸汽轮机采用全变压运行。因此不需要采用调节级，汽轮机为全周进汽，正常运行时，蒸汽调节阀处于全开状态，装置的负荷控制由燃气轮机的燃料投入量进行控制。

（2）无回热抽汽。联合循环中使用的汽轮机不设置给水加热器，这是因为当给水温度升高时，余热锅炉的排烟温度会随之升高，使得余热回收效率下降，热效率得不到提高。因此，汽轮机的循环一般是无回热抽汽的循环。汽轮机排汽量比同容量的燃煤电厂中使用的汽轮机大。

（3）在相同的进汽温度下，蒸汽轮机进汽压力比常规汽轮机的低。

表 5-10 所示为 150MW 级蒸汽轮机在不同循环工作条件下的蒸汽参数的对比关系。由表 5-10 可知，在联合循环中由蒸汽轮机的低压缸排向凝汽器的蒸汽的体积流量要远大于常规燃煤电厂中使用的蒸汽轮机。常规汽轮机设计中使用的措施在联合循环中无法使用，而有效的措施之一就是降低进入汽轮机的主蒸汽压力，从而降低汽轮机进出口的体积流量比。

表 5-10 150MW 等级蒸汽轮机在不同循环工作条件下的蒸汽参数的对比关系

项目	159MW 的蒸汽轮机	双压无再热的联合循环（A）	三压有再热的联合循环（B）	容积流率的比值（B/A）	常规有再热的循环（C）	容积流率的比值（C/A）
主蒸汽	质量流量（kg/h）	430920	303912		449064	
	压力（MPa）	7.0	12.5		16.65	
	温度（℃）	538	538		538	
	体积流量（m^3/s）	6.09	2.29	37.6%	2.52	41.4%
再热蒸汽	质量流量（kg/h）		399168		390096	
	压力（MPa）		2.86		4.0	
	温度（℃）		538		538	
	体积流量（m^3/s）		14.39	128.6%	10.31	92.1%
二次蒸汽	质量流量（kg/h）	104328	45360			
	压力（MPa）	0.65	0.55			
	温度（℃）	204	200			
	体积流量（m^3/s）	11.19	4.85	43.3%		

续表

项目	159MW 的蒸汽轮机	双压无再热的联合循环（A）	三压有再热的联合循环（B）	容积流率的比值（B/A）	常规有再热的循环（C）	容积流率的比值（C/A）
排向凝汽器的蒸汽	质量流量（kg/h）	535249	444528		294840	
	背压为 6.77kPa 时的体积流量（m^3/s）	2676.2	2344.9	87.6%	1484.0	55.5%

二、结构特点

在联合循环中应用的蒸汽轮机的结构应该反映高效、快速启动、蒸汽体积流量大、滑压运行这几方面特点的要求。

为了满足快速启动的要求，应采取以下一些措施：

（1）尽可能加强汽缸的对称性。没有回热抽汽口有助于实现对称性要求。在设计汽封抽汽口及其系统时，应尽可能考虑此要求。

（2）在尽量减少对透平效率影响的前提下，设法加大动、静部件之间的间隙，以防止在快速启动时由于膨胀不同步而引起部件之间的碰撞和摩擦。动叶顶部尽可能使用围带和围带汽封。

（3）汽轮机各级均采用全周进汽机构。运行时调节阀通常都全开。主蒸汽导管、主蒸汽控制阀和关断阀，再热蒸汽控制阀和关断阀，二次（或低压）蒸汽控制阀和关断阀一般应设置两个或两组，并对称布置，外接管道也要尽可能对称布置。

（4）与凝汽器相连的快速旁路系统也要设计得对称，并能快速动作。

（5）高、中压汽缸应采用双壳体结构。

（6）通流部分用锥形通道；接近高温区的主轴直径选得小一些，这样可以使机组启停时，最关键部位的热应力最小；位于第一级附近的叶轮与转轴间的过渡圆角应取得大些；汽缸后支点应采用柔性板支撑。

（7）汽轮机排汽有轴向排汽、侧排汽和下排汽。国内燃煤电厂蒸汽轮机一般为下排汽形式。

（8）对于功率和背压彼此相同的蒸汽轮机，常规机组的透平排汽环形面积要比联合循环机组小很多。这是由于在常规燃煤机组中一般设有向高低压加热器和除氧器提供加热蒸汽的抽汽口，而在联合循环机组中，不仅没有蒸汽抽汽口，反而要在低压部位注入大量二次蒸汽。

此外，在联合循环中使用的蒸汽轮机的排汽体积流量除了与循环形式和主蒸汽参数有关外，还取决于机组的功率和凝汽器背压的大小，如图 5-4 所示。由于蒸汽轮机低压缸末级叶片长度的限制，允许通过的蒸汽体积流量是有限的。

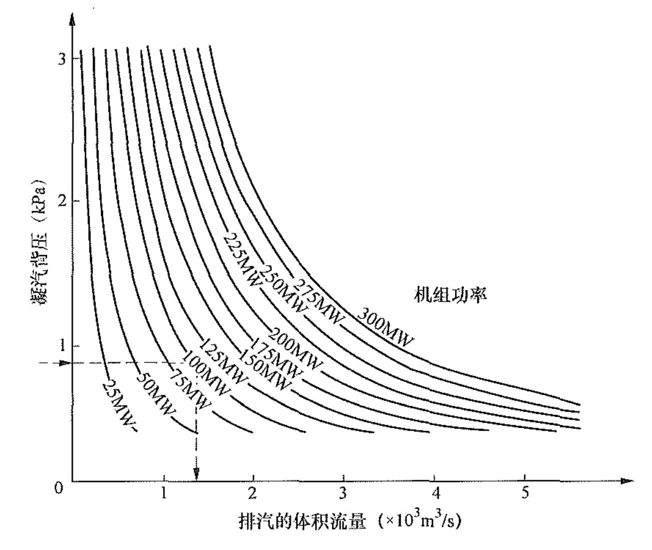


图 5-4　低压透平的排汽体积流量与机组功率和凝汽背压的关系

三、结构形式

根据联合循环系统中汽轮机的启停频率、调峰速率、供热能力及功率等级等这几方面特点的要求，汽轮机可以选择采用单缸单流式、双缸双流式、双缸单流式及三缸四流式等结构形式。

（一）单缸单流式

单缸单流式汽轮机的高低压外缸是合一的，高压缸采用双壳体结构，如图 5-5 所示。高压部分的转子采用锥形转子，通流部分级的平均直径和叶高逐级放大。高压缸内外缸之间有较大的空间，便于内缸有较均匀的温度，可以减小汽缸的热应力和承受的压力，利于快速启停机。低压部分若采用轴向排汽则更加保证了整体对称布置。装有固定叶片的叶片持环被安装在低压缸壳体的内壁上。凝汽器与汽轮机低压缸的外壳体相连，两者组成一个整体结构。整台汽轮机的死点是落在汽轮机与发电机之间的止推轴承与轴颈轴承上。当汽轮机温度变化时，整个汽轮机转子、汽缸及与之连接的凝汽器都能沿轴向自由移动。

但是这样的结构不能承受很大的进排汽压力比，也不能布置很大的排汽面积，故适用于主蒸汽参数比较低的中小功率汽轮机，一般用于联合循环中双压无再热系统，如 E 级及其以下的联合循环系统中。

这种单缸单流式汽轮机的排汽方向可以采用轴向排汽，也可以采用向下排汽方式。但是采用轴向排汽方案的优势更多，主要包括：①轴向通流的阻力损失小；②轴向通流加强了机组的对称性，有利于快速

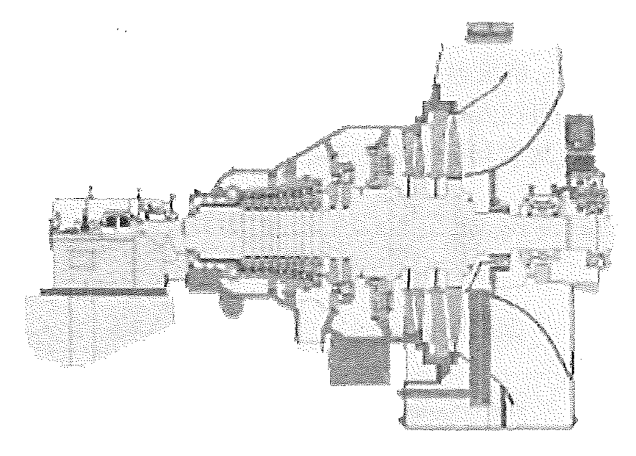


图 5-5　用于联合循环中双压循环系统的单缸单流式汽轮机结构示意图

启停；③轴向排汽可以使机组不设置两层的运行平台（一般只需要在汽轮机旁搭建一个钢制的小的维护检修平台即可），因而，可以使用标高较低的厂房结构，使厂房造价降低。

（二）双缸双流式

1. 用于联合循环中双压循环系统的双缸双流式

在联合循环机组的多轴布置方案中，可以用两台甚至多台燃气轮机和相应数量的余热锅炉及一台蒸汽轮机相匹配（“二拖一”或“多拖一”）。在这种情况下，进入汽轮机的蒸汽流量将大幅度增加，为了有效地降低末级叶片的高度，低压缸可以采用分流式。高压缸内出口的主蒸汽通过高低压缸的连接母管汇集余热锅炉来的二次蒸汽，进入低压缸的中心。低压缸的通流部分向左右对称布置，排汽通向凝汽器。

图 5-6 所示为用于联合循环中双压循环系统的双缸双流式汽轮机结构示意图。这种汽轮机大都用于采用“二拖一”或“多拖一”方案的 E 级联合循环系统中。该方案中发电机是后端出轴驱动。高压缸是双层缸结构，高、低压缸之间设连接母管，以引入余热锅炉低压蒸汽共同进入低压缸中膨胀。转子和汽缸的死点落在装有止推轴承与轴颈轴承的前轴承座上。

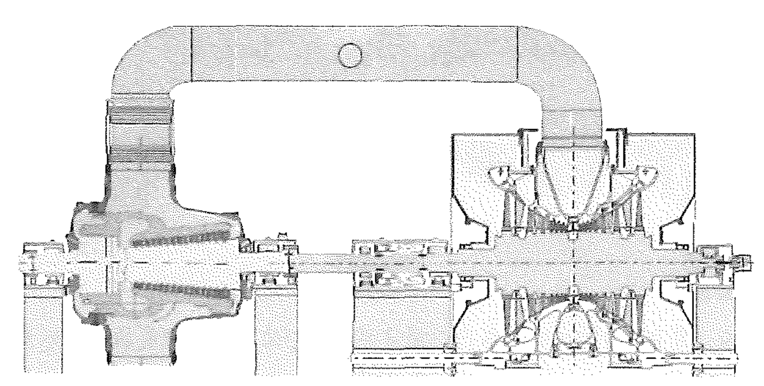


图 5-6　用于联合循环中双压循环系统的双缸双流式汽轮机结构示意图

2. 用于联合循环中三压再热循环系统的双缸双流式

在联合循环系统中，当燃气轮机采用 F 级及以上级别的机型时，燃气轮机的排气温度会大幅度提高，一般可达到 600℃以上，为了充分利用排气余热，进入蒸汽轮机的主蒸汽压力、温度都会大幅度提高（相比于 E 级联合循环系统），此时，汽轮机进汽与排汽的压力比和密度比都变得特别大，高压段和低压段的通流部分很难在一个整体中协调地布置，所以大部分超高压汽轮机都需要采用高低压分缸的结构形式。

图 5-7 所示为用于联合循环中三压再热循环系统的双缸双流式汽轮机结构示意图。这种汽轮机大都用于采用“一拖一”或“二拖一”方案的 F 级联合循环系统中。该方案中发电机是后端出轴驱动。高、中压缸为合缸结构，高、中压缸和低压缸之间设连接母管。由于采用这种结构形式可以在高、中压缸和低压缸之间使用 SSS 离合器进行连接，因此，这种结构形式多用于需要提供大量采暖供热负荷或低压工业蒸汽负荷的联合循环系统中。

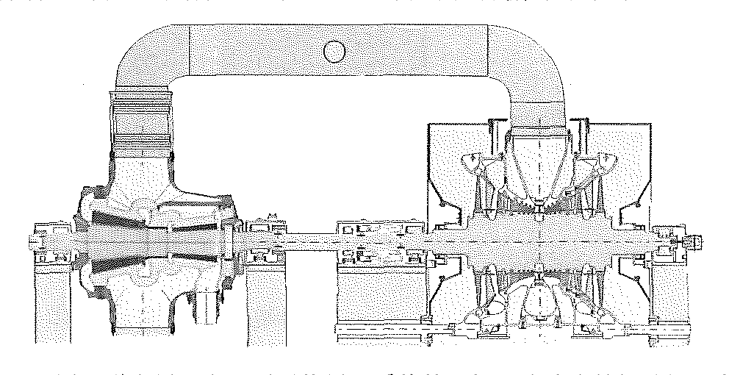


图 5-7　用于联合循环中三压再热循环系统的双缸双流式汽轮机结构示意图

这种用于三压有再热循环系统的双缸双流式汽轮机与图 5-6 所示的用于双压无再热循环系统的双缸双流式汽轮机相比，主要区别在于高、中压缸的结构。图 5-8 所示为三压有再热循环中采用的高、中压合缸的汽轮机结构示意图。由于三压循环系统比双压循环系统多一级再热蒸汽，将高压蒸汽和高温再热蒸汽在高、中压缸中的流动方向设计为彼此相反，则可以有效地减小高、中压转子的轴向推力，提高运行安全性。

（三）双缸单流式

根据上文分析，对于 F 级及以上联合循环系统，汽轮机需要采用高低压分缸的结构形式。但对于需要频繁启停、灵活操作的单轴调峰联合循环机组，图 5-9 所示的汽轮机结构则更具有优势。该结构高压缸单流，中、低压合缸单流，可采用轴向排汽，以降低机组标高。圆筒形外缸设计可以保持几乎完整的旋转对称，还可在高蒸汽参数下，避免大的不对称变形和热应力，更有利于机组快速启停。

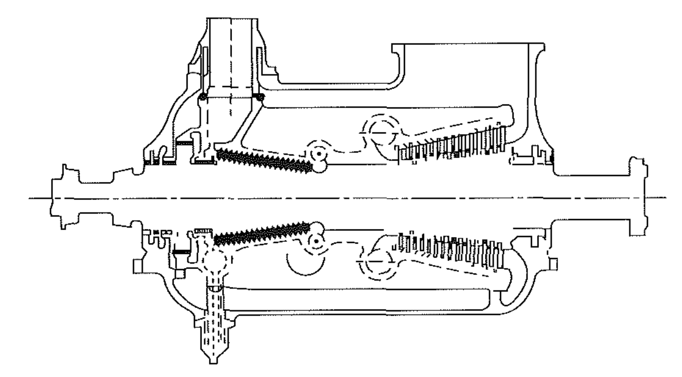


图 5-8　汽轮机高压缸（高中压合缸）结构图

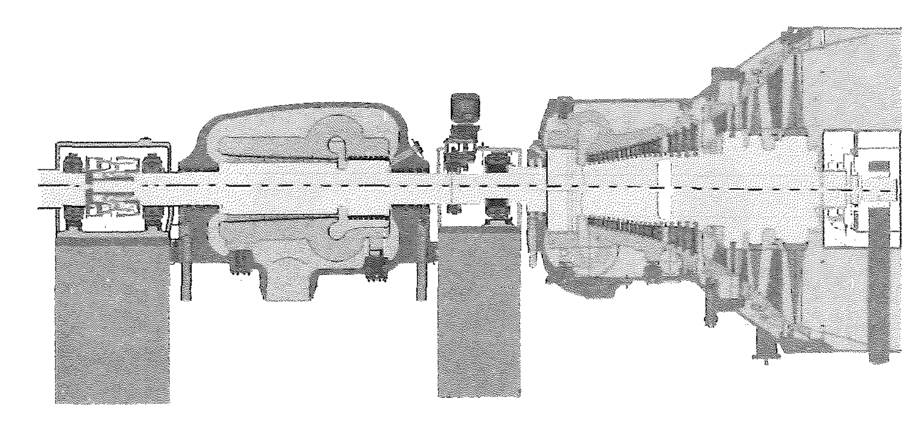


图 5-9　用于联合循环中三压再热循环系统的双缸单流式汽轮机结构示意图

（四）三缸四流式

一般来说，联合循环中汽轮机单机功率不是很大，以上所列的三种结构已能够满足要求。但是随着燃气轮机技术的发展，机组容量大幅度提高，以及一些电厂采用“二拖一”或“多拖一”方案，汽轮机的流量及排气面积会成倍增长，例如，采用“二拖一”方案的 H 级联合循环系统。这种情况对于汽轮机高压部分的设计是有利的，因为增大的体积流量使得叶片高度增加，流动效率会提高；但是对于低压部分而言，过大的体积流量使得即使采用双分流机型仍有困难，而不得不采用四分流的方案，如图 5-10 所示。从联合循环的总体设计角度看，希望汽轮机系统尽量简洁，而低压缸四分流的汽轮机使得汽轮机的轴大大加长，管道系统也复杂很多，在保持两个双流缸之间流量均匀分配上也有困难，应尽量承担基本负荷运行，并布置在分轴联合循环中。

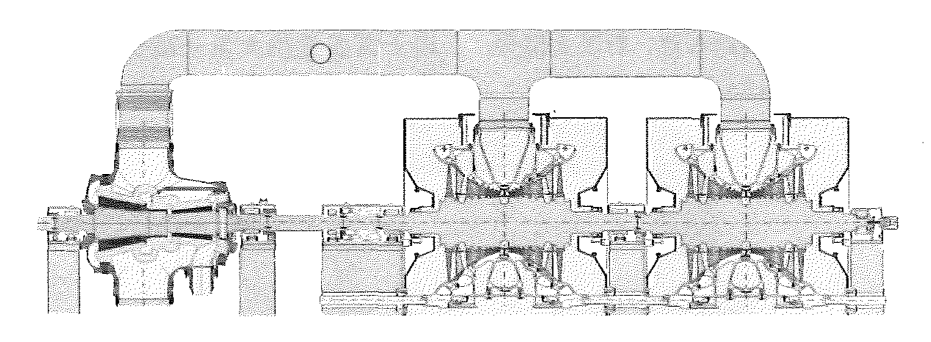


图 5-10　用于联合循环中三压再热循环系统的三缸四流式汽轮机结构示意图

四、自动同步离合器

为了灵活地操作和启动，可以在汽轮机和发电机之间装配一套自动同步（synchronous-self-shifting，SSS）离合器。

如图 5-11 所示，在燃气轮机驱动电动机启动而汽

轮机还处于静止过程中，离合器处于脱离状态，棘爪同样处于非激活状态。汽轮机在加速过程中，一旦转速超过了发电机的转速，自动同步动离合器马上处于工作状态。自动同步离合器处于工作状态时，主啮合齿轮仍然处于非工作状态，但是，其已经转动到正确切入啮合的位置。接着，自动同步离合器上的棘爪驱动滑动啮合块沿着螺纹齿缓慢移动，直到主啮合齿轮完全啮合，滑动啮合块在移动过程中，自动同步离合器上的棘爪逐步卸载，输入、输出轴传递的扭矩荷载逐渐由主啮合齿轮承担。主啮合齿轮从开始移动到完全啮合过程中，润滑油充满整个工作空间，起到了良好的减振和降噪作用。此时，离合器完全啮合，并开始传递汽轮机传递过来的扭矩。当汽轮机的转速低于发电机的转速时，螺纹齿受反方向的扭矩作用驱动滑动啮合块脱离工作状态，继动离合器同样处于脱离状态。这样汽轮机就完全地与发电机脱离。

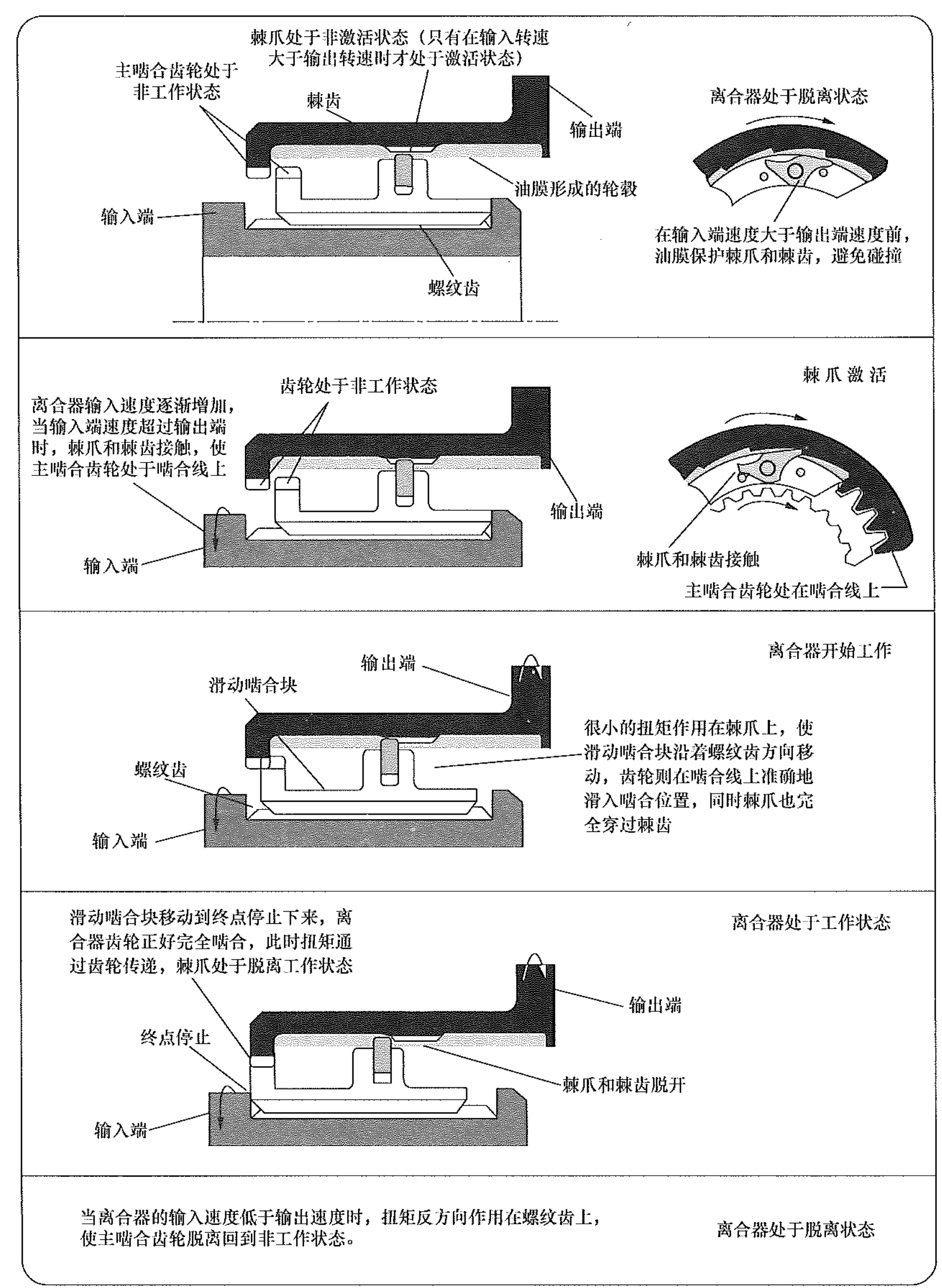


图 5-11　SSS 离合器的操作原理

第三节　国内主要联合循环汽轮机产品特点

联合循环中所用汽轮机的设计、制造技术已经较为成熟，国内大部分的汽轮机厂均可以设计制造，本节选取其中三家具有大型燃气轮机配套生产能力的制造厂，对其产品结构特点做简要介绍，包括上海电气电站设备有限公司汽轮机厂（简称上汽）、东方汽轮机有限公司（简称东汽）和哈尔滨汽轮机厂有限责任公

司（简称哈汽）等。另外，60MW 级联合循环机组也有广泛应用，因此本书也选择其所配套的中小型汽轮机制造厂的产品做简要介绍，包括杭州汽轮机股份有限公司（简称杭汽）和南京汽轮电机（集团）有限责任公司（简称南汽）。

一、上汽产品

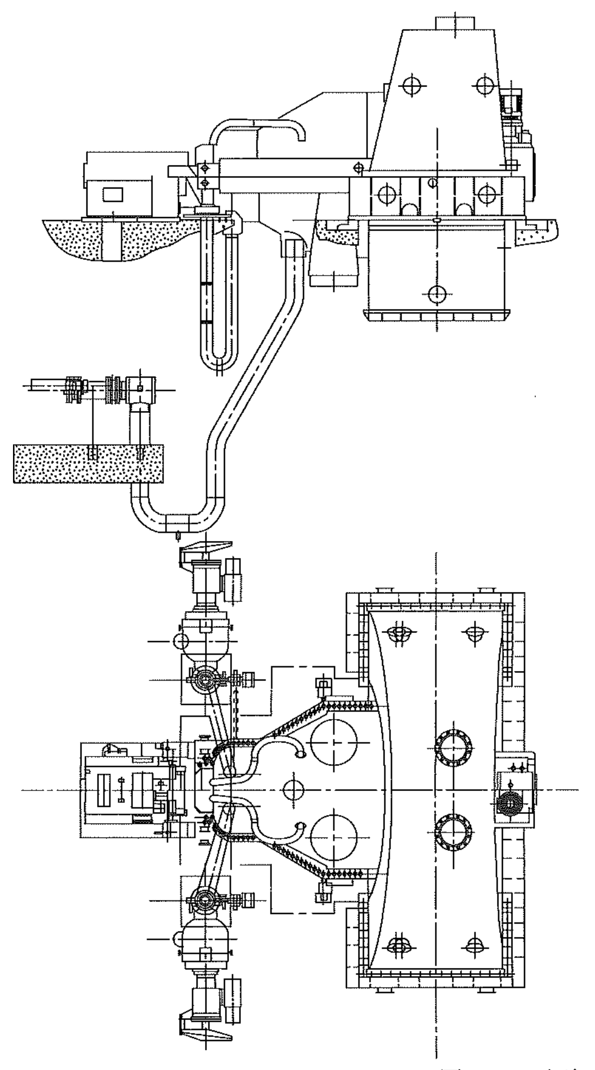
表 5-11 所列机型为上汽联合循环汽轮机序列及特点。

表 5-11　上汽联合循环汽轮机序列及特点

机型代码	配置说明	功率（MW）	抽汽方式	备注
A1	E 级多轴一拖一（采暖）抽凝式汽轮机	80	旋转隔板	
A2	E 级多轴一拖一（双工业）抽凝式汽轮机	80	座缸抽汽阀	
B	E 级多轴一拖一（采暖）抽凝背式汽轮机	80	分缸、连通管	配自同步离合器
C1	F 级单轴一拖一低位布置凝汽式汽轮机	135	—	配自同步离合器
C2	F 级多轴一拖一低位布置抽凝式汽轮机	135	高排抽汽	
D1	F 级多轴一拖一高位布置（工业）抽凝式汽轮机	135	旋转隔板	
D2	F 级多轴一拖一高位布置（采暖）抽凝背式汽轮机	135	分缸、蝶阀	配自同步离合器
E	F 级多轴二拖一高位布置（采暖）抽凝背式汽轮机	266	分缸、蝶阀	配自同步离合器

1. E 级联合循环用汽轮机

（1）A1、A2 机型简介。A1、A2 机型的功率均在 80MW 左右，用于 E 级联合循环。两者主要区别在于抽汽口的设计不同，A1 机型采用旋转隔板的方式，而 A2 机型采用座缸抽汽阀的形式，分别如图 5-12 和图 5-13 所示。



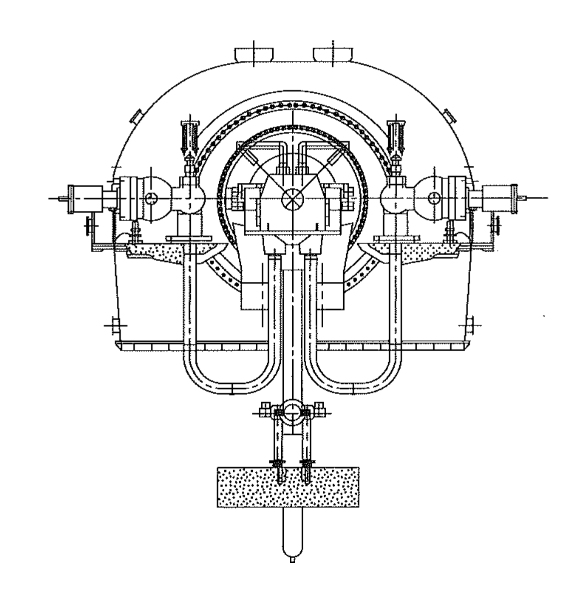


图 5-12　上汽 A1 机型外形图

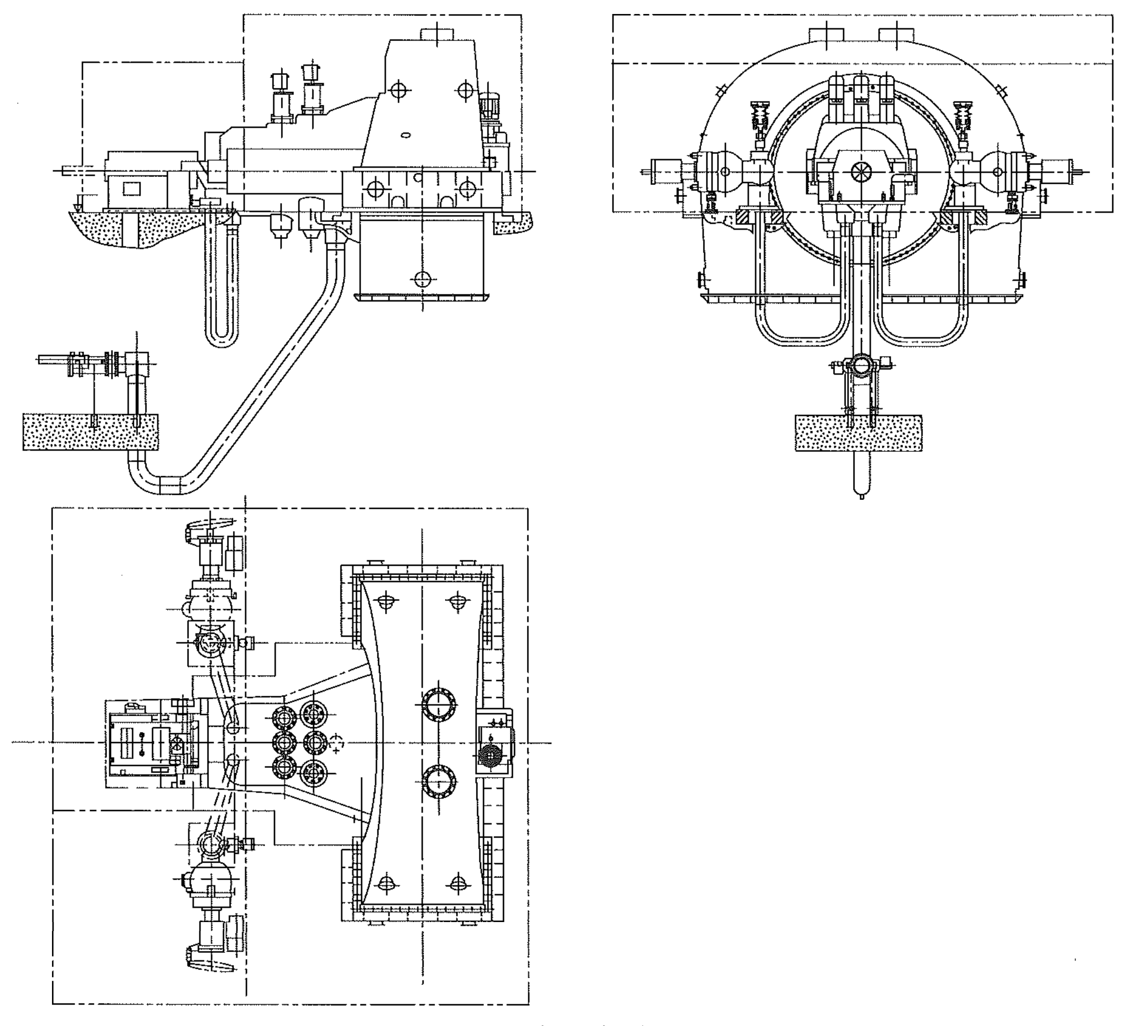


图 5-13　上汽 A2 机型外形图

（2）B 机型简介。上汽 B 机型为双缸抽汽凝汽背压式汽轮机，下文主要介绍该机型的特点。

双缸抽汽凝汽背压式 B 机型采用高、中压合缸及低压缸双流的双缸布置方式，高、中压部分为顺流结构，中压排汽经过排汽口和连通管进入低压缸。低压缸为分流结构，向下排汽，如图 5-14 所示。

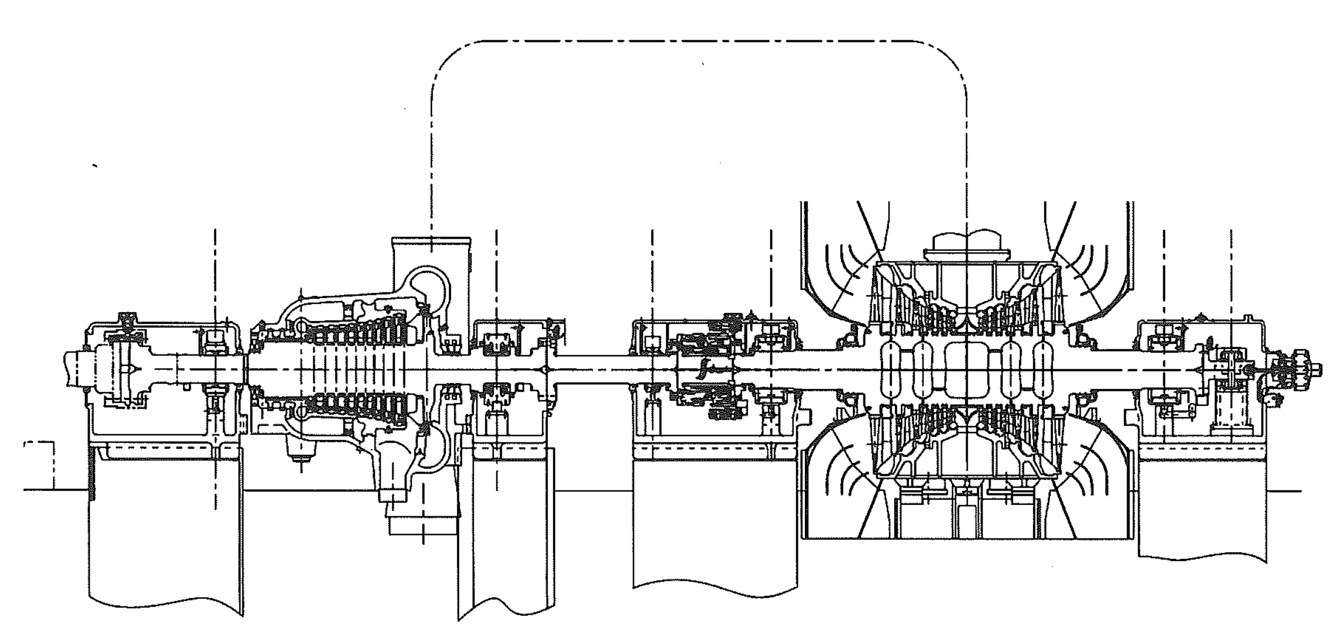


图 5-14　上汽双缸抽汽凝汽背压式 B 机型外形图

双缸抽汽凝汽背压式B机型一共有4个轴承座，即前轴承座、中轴承座、SSS离合器轴承座、后轴承座。所有轴承座均为落地布置。前轴承座位于汽轮机前端，内有一个高、中压径向前轴承，上部有一个高、中压转子手动回转设备。中轴承座位于高、中压缸和低压缸之间，内有一个径向推力联合轴承。SSS离合器轴承座内有两个径向轴承及一个SSS离合器。后轴承座内有一个低压径向后轴承和一个低压推力轴承，后端设有液压式回转设备。

发电机布置于前轴承座的前端。整个轴系为高、中压转子双支点支撑及低压转子双支点支撑，两根转子以SSS离合器相连。高、中压缸和低压缸均有各自的绝对死点和相对死点，高、中压缸绝对死点设于中轴承座，相对死点设于中轴承座内的径向推力联合轴承；低压缸绝对死点处于低压缸中心，即轴向和横向定位固定板中心线的交点，相对死点位于低压推力轴承。

表5-12是上汽B机型主要参数。

表5-12　　上汽B机型主要参数

序号	名　称	单位	数据	
1.1	结构形式		单缸抽汽凝汽式汽轮机	双缸、双压、抽汽凝汽背压式汽轮机
1.2	转速	r/min	3000	
1.3	从汽轮机往发电机看旋转的方向		顺时针	
1.4	汽缸的数量	个	1	2
1.5	排汽口的数量	个	1	
1.6	排汽的方向		向下	
1.7	在抽凝供热/纯凝工况条件下的性能数据			
1.7.1	蒸汽压力			
	高压缸主蒸汽	MPa（a）	7.594	7.438
	低压缸主蒸汽	MPa（a）	0.552	0.328
	供热抽汽	MPa（a）	N/A	1.3
1.7.2	蒸汽温度			
	高压缸主蒸汽	℃	528.2	528.3
	低压缸主蒸汽	℃	218.0	207.0
	供热抽汽	℃	N/A	294.2
1.7.3	蒸汽流量			
	高压缸主蒸汽	kg/h	233629.2	233272.8
	低压缸主蒸汽	kg/h	58057.2	61236
	供热抽汽	kg/h	N/A	133000
1.7.4	排汽压力	kPa（a）	4.9	3.85
1.7.5	排汽流量	kg/h	291074.4	160200
1.7.6	补水率	%	0	0
1.7.7	排汽湿度	%	10.5	8.8
1.8	尺寸			
1.8.1	转子长度	mm	约7262	
1.8.2	最大宽度（包括罩壳）	mm	11000	
1.8.3	汽轮机轴承间距	mm	N/A	
1.8.4	运转层的高度	mm	9000	
1.8.5	蒸汽轮机各模块的长、宽、高	m×m×m	8.96×10×4.02	
1.8.6	汽轮机最大起吊高度（带横担/不带横担）	m	5.6/4	
1.9	质量			
1.9.1	转子	kg	36880（不带叶片）	
1.9.2	上半缸	kg	60000	
1.9.3	下半缸	kg	85000	
1.9.4	总质量	kg	180300	

2. F 级联合循环用汽轮机

（1）C1 机型简介。上汽 C1 机型外形图如图 5-15 所示。汽轮发电机组包括一个圆筒形的高压缸和一个中、低压反流布置的合并式汽缸，低压排汽沿轴向流至冷凝器。发电机位于燃气轮机和汽轮机之间。汽轮机的前端同步离合器将扭矩传递给发电机转子。汽轮机是单轴串联设计。各汽缸转子刚性地连接在一起。

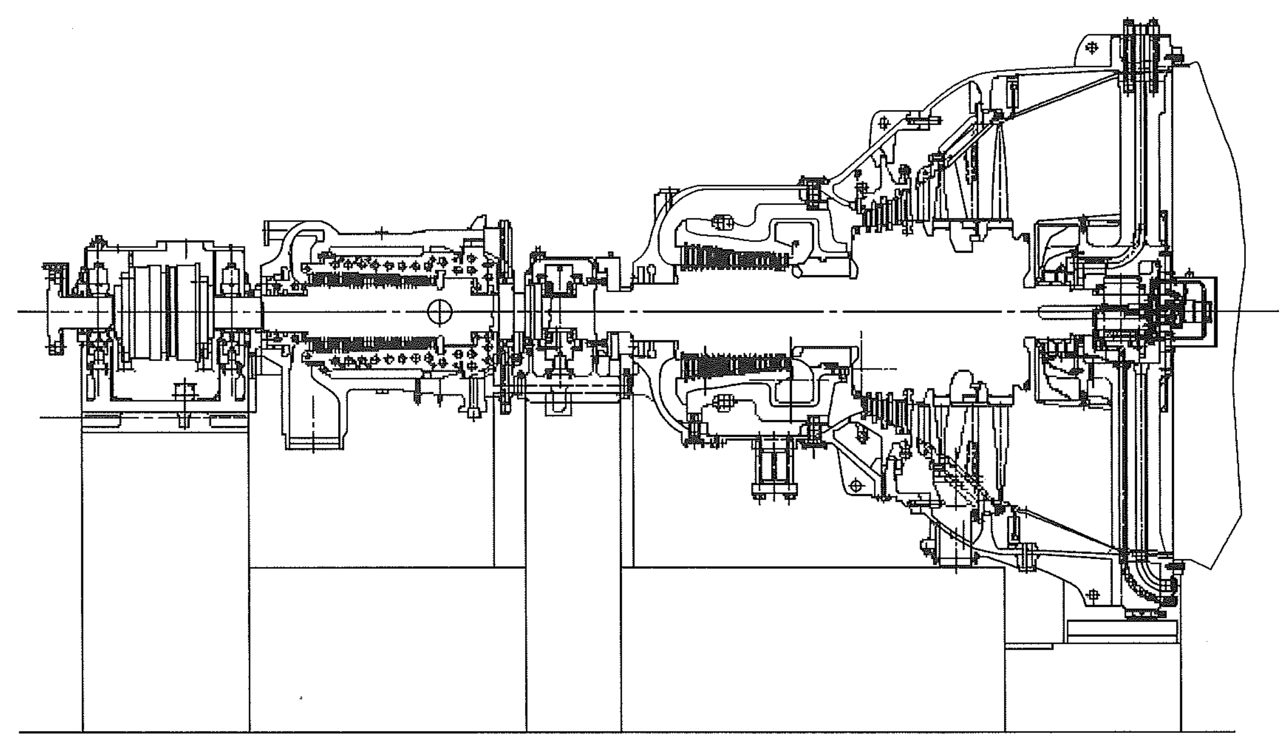


图 5-15　上汽 C1 机型外形图

C1 机型外缸是圆筒形设计，可以保持几乎完整的旋转对称，甚至在高蒸汽参数下，也可以避免大的不对称变形和热应力。汽缸坐落在轴承座上的中心线水平位置。汽缸由热胀引起的轴向位移的死点在后轴承座支承键上。在该点猫爪的键向下凸出与轴承座上相应的槽相配合。相对于轴线的横向位移的原点是中心导向键，它位于轴线的下面，是由轴承座上的凸台和在外缸上的凹槽形成的。汽缸的准确对中是靠对中块来完成的，为了使摩擦力最小，固定轴承座之间的对中块和汽缸支架使用低摩擦材料。

高压缸蒸汽是通过一个位于侧面的联合主汽阀和调节阀来供汽的。一个扩散器型喷嘴将蒸汽从调节阀导入高压汽轮机进口。一个排汽口布置在汽轮机的下面，排汽管通过焊接连接到冷再热管上。转子包括一个联轴器法兰的整锻转子和插入式叶片。

为了灵活地操作和启动单轴联合循环机组，在汽轮机和发电机之间装配一套同步离合器。

表 5-13 是上汽 C1 机型主要参数。

表 5-13　　**上汽 C1 机型主要参数**

序号	名称	单位	数据
1	结构形式		双缸、三压再热、抽凝式
2	数量		1
3	转速	r/min	3000
4	从发电机看旋转的方向		顺时针（从燃气轮机往冷凝汽器看）
5	汽缸的数量	个	2
6	排汽口的数量	个	1
7	排汽的方向		轴向
8	在设计条件下的性能数据		
	（1）蒸汽压力		
	高压缸主蒸汽	MPa（a）	12.558
	中压缸主蒸汽	MPa（a）	3.024

续表

序号	名称	单位	数据
	低压缸主蒸汽	MPa（a）	0.358
	（2）蒸汽温度		
	高压缸主蒸汽	℃	550
	中压缸主蒸汽	℃	550
	低压缸主蒸汽	℃	256.3
	（3）蒸汽流量		
	高压缸主蒸汽	kg/h	272599
	中压缸主蒸汽	kg/h	329778
	低压缸主蒸汽	kg/h	383256
	（4）排汽压力	kPa（a）	5.0
	（5）排汽流量	kg/h	386608
	（6）补水率	%	0
	（7）排汽湿度	%	8.3
9	尺寸		
	转子长度（高、中、低压缸）	mm	高压转子：4047.5 中低压转子：5645
	最大宽度	mm	6120（中压/低压汽缸）
	汽轮机轴承间距	mm	高压 3350 中压/低压 5745
	运转层的高度	mm	约 4500
	蒸汽轮机各模块的长、宽、高	m×m×m	高压 4.0655×3×2.55 中低压 6.08×6.12×6.072
	汽轮机部件最大起吊高度（从轴系中心线计算，含吊架）	m	7.5
10	质量		
	转子	kg	7600/52000
	上半缸	kg	高压透平叶片持环 10000（桶型），中压/低压 44000
	下半缸	kg	不适用于高压缸，中/低压缸约 47000，包括叶片持环
	总质量	kg	约 292000（蒸汽轮机模块、阀门、轴承）

（2）D1 机型简介。D1 机型 A880 机组配上海电气 F 级燃气轮机“一拖一”多轴联合循环汽轮机。该机型为双缸、三压、中间再热、高/中压合缸、向下排汽的抽凝运行的供热汽轮机，该机组由高、中压合缸模块和低压缸模块组成。图 5-16 所示为上汽 D1 机型外形图。

高、中压部分采用合缸形式，反流布置。高压进汽为全周进汽，无喷嘴组和调节级。为满足联合循环机组快速启动的要求，高、中压缸采用双层缸结构，其内缸设计为高、中压整体内缸，高压排汽蒸汽由插管引出，由此保证外缸仅承受中排蒸汽的压力和温度。轴封与平衡活塞汽封均为弹簧退让式的迷宫式梳齿汽封。该高、中压结构尽可能地减少了漏气损失，提高机组效率。低压部分为双层缸结构，双流布置。轴承座为落地结构。低压外缸坐落在凝汽器上，低压内缸由轴承座支撑。

该机组轴系为四支点支撑，高、中压转子与低压转子通过各自转子一体的刚性联轴器连接，这种结构有利于各轴承在运行时负荷分配稳定。汽轮机出轴端

在低压端，与发电机以刚性联轴器连接。汽轮机转子以中轴承座中的推力轴承为死点向前后胀缩，高、中压外缸与低压内缸的死点均位于中轴承座。两汽缸猫爪自由端分别在前、后轴承座支承滑块上自由地轴向滑动。前座架处有绝对膨胀指示器。

汽轮机组总长为 17m，建议布置在 12.6m 标高运转层上，该机组高压和中压进汽均采用高效的无导汽管切向进汽技术，即高、中压进汽阀布置于高、中压缸的左侧（发电机看向汽轮机），且直接用法兰连接于高、中压缸上，省去了阀门至汽缸间的高、中压导汽管。此结构有利于电厂管系的布置，保证发电机本体、出线与汽轮机阀系不碰撞；对于汽轮机而言，减少了进汽通道的压损，提高了机组的效率。

表 5-14 是上汽 D1 机型主要参数。

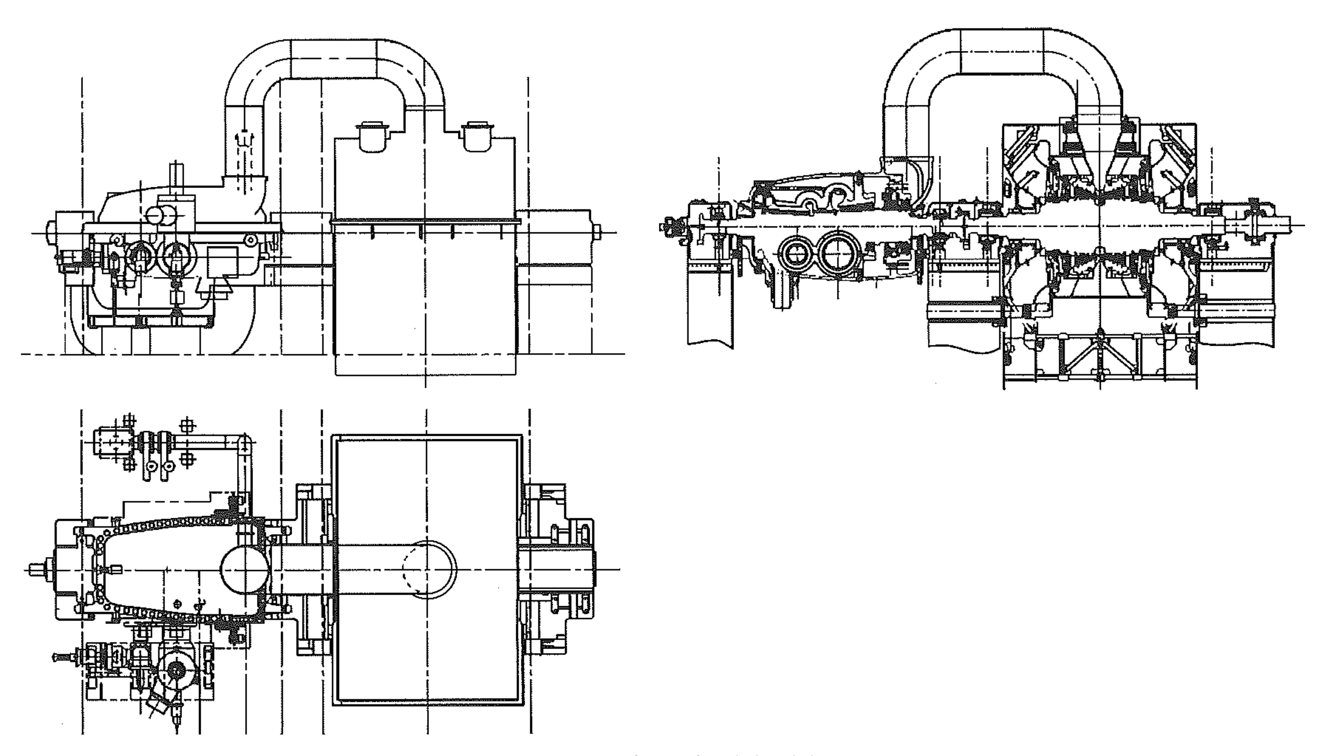


图 5-16　上汽 D1 机型外形图

表 5-14　　**上汽 D1 机型主要参数**

序号	名称	单位	数据
1	结构形式		双缸、三压再热、一拖一配 F 级燃气轮机、一级可调整抽汽、凝汽式汽轮机
2	转速	r/min	3000
3	从发电机看旋转的方向		顺时针
4	汽缸的数量	个	2
5	排汽口的数量	个	2（指低压缸为双流）
6	排汽的方向		向下
7	在设计条件下的性能数据		
	（1）蒸汽压力		
	高压缸主蒸汽	MPa（a）	12.61
	中压缸主蒸汽	MPa（a）	3.343
	低压缸主蒸汽	MPa（a）	0.4834
	（2）蒸汽温度		
	高压缸主蒸汽	℃	550
	中压缸主蒸汽	℃	548

续表

序号	名称	单位	数据
	低压缸主蒸汽	℃	282.5
	（3）蒸汽流量		
	高压缸主蒸汽	kg/h	278978.4
	中压缸主蒸汽	kg/h	312235.2
	低压缸主蒸汽	kg/h	383443.2
	（4）排汽压力	kPa（a）	5.5
	（5）排汽流量	kg/h	383742
	（6）补水率	%	0
	（7）排汽湿度	%	0.924
8	尺寸		
	（1）转子长度（高、中、低压缸）	mm	高、中压缸：8000 低压缸：7450
	（2）最大宽度	mm	10000（中、低压 连通管处）
	（3）汽轮机轴承间距	mm	高、中压缸：5850 低压缸：6500
	（4）运转层的高度	mm	12600
	（5）蒸汽轮机各模块的长、宽、高	m×m×m	17×10×5
9	质量		
	（1）转子	kg	高、中压缸：26000 低压缸：60000
	（2）上半缸	kg	高、中压缸：33000 低压缸：28000
	（3）下半缸	kg	高、中压缸：33000 低压缸：63000
	（4）总质量	kg	350000

（3）E 机型简介。E 机型采用高、中压合缸及低压缸双流的双缸布置方式，高、中压部分为反流结构，即高压进汽和再热进汽均设在汽缸中部，高压排汽在调阀端，中压排汽在发电机端。中压排汽经过位于汽缸上半的一个排汽口和连通管进入低压缸。低压缸为双流结构，向下排汽。

图 5-17 是上汽 E 机型外形图，共有 4 个轴承座，前轴承座、中轴承座 I、中轴承座 II 及后轴承座均为落地布置。前轴承座位于汽轮机前端，内有一个高、中压径向前轴承，上部设有一个高、中压转子的手动盘车装置；中轴承座 I 位于高、中压缸和低压缸之间靠近高、中压缸的一侧，内有一个径向推力联合轴承；中轴承座 II 位于高、中压缸和低压缸之间靠近低压缸的一侧，内有一个 SSS 离合器和一个服务于 SSS 离合器的径向轴承。另外，还有一个低压径向前轴承；后轴承座内有一个低压径向后轴承和低压推力轴承，在端部设置有液压回转设备。

发电机布置于前轴承座的前端。整个轴系为高、中压转子双支点支撑及低压转子双支点支撑，两根转子以 SSS 离合器相连。高、中压汽缸和低压内缸均有各自的绝对死点和相对死点，高、中压汽缸绝对死点设于中轴承座 I，相对死点设于高、中压径向推力联合轴承；低压外缸坐落于凝汽器上，低压内缸绝对死点位于低压后轴承座上，相对死点位于低压推力轴承。该机组不设回热系统。

表 5-15 是上汽 E 机型主要参数。

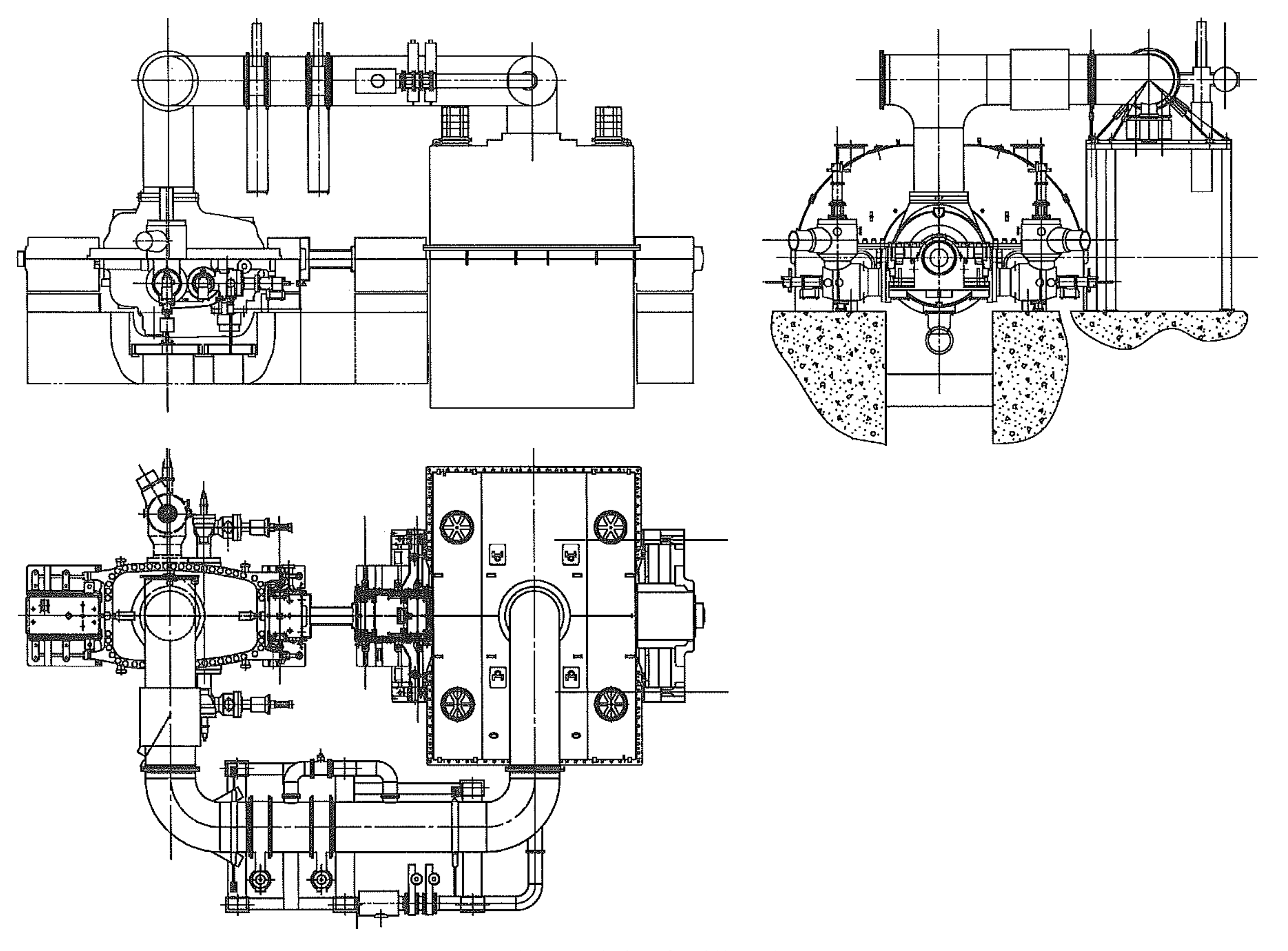


图 5-17　上汽 E 机型外形图

表 5-15　　上汽 E 机型主要参数

序号	名称	单位	数据（二拖一）
1	结构形式		三压再热两缸两排汽，低压缸可解列
2	转速	r/min	3000
3	从发电机看旋转的方向		顺时针
4	汽缸的数量	个	2
5	排汽口的数量	个	2（指低压缸为双流）
6	排汽的方向		向下
7	在设计条件下的性能数据		
	（1）蒸汽压力		
	高压缸主蒸汽	MPa（a）	12.805
	中压缸主蒸汽	MPa（a）	3.088
	低压缸主蒸汽	MPa（a）	0.633
	第一级供热抽汽	MPa（a）	
	第二级供热抽汽	MPa（a）	
	（2）蒸汽温度		
	高压缸主蒸汽	℃	548
	中压缸主蒸汽	℃	540
	低压缸主蒸汽	℃	310.1

续表

序号	名称	单位	数据（二拖一）
	第一级供热抽汽	℃	
	第二级供热抽汽	℃	
	（3）蒸汽流量		
	高压缸主蒸汽	kg/h	535773.6
	中压缸主蒸汽	kg/h	635796
	低压缸主蒸汽	kg/h	739749.6
	第一级供热抽汽	kg/h	
	第二级供热抽汽	kg/h	
	（4）排汽压力	kPa（a）	4.9
	（5）排汽流量	kg/h	740761.2
	（6）补水率	%	0.0
	（7）排汽湿度	%	0.081
8	尺寸		
	（1）转子长度（高、中、低压缸）	mm	7900/8270
	（2）最大宽度	mm	13000（中低压连通管处） 10000（高、中压缸罩壳）

续表

序号	名称	单位	数据（二拖一）
	（3）汽轮机轴承间距	mm	5000+2500+5740
	（4）运转层的高度	mm	12600
	（5）蒸汽轮机各模块的长、宽、高	m×m×m	高、中压缸：5.6×4.0×6.9 低压缸：7.6×7.7×6.5
9	质量		
	（1）转子	kg	高、中压缸：28000，低压缸：90000
	（2）上半缸	kg	39000（最重的缸，指低压内缸）
	（3）下半缸	kg	39000（最重的缸，指低压内缸）
	（4）总质量	kg	800000

二、东汽产品

东汽 F 级燃气-蒸汽联合循环机组的蒸汽轮机分为引进型机组和东汽自主研发的机型。

1. 引进型汽轮机

东汽引进三菱技术所生产的配套于三菱 F3、F4 和 F5 机型的燃气-蒸汽联合循环机组的蒸汽轮机（见表 5-16），可以满足“一拖一”和“二拖一”两种配置的要求。“一拖一”配置的轴系采用单轴布置方式，“二拖一”配置的轴系采用多轴布置方式。

表 5-16　东汽引进三菱技术汽轮机主要技术参数

汽轮机型号	单位	TC2F-30inch	TC2F-35.4inch	TC2F-40.5inch	TC2F-40.5inch
轴系布置		“一拖一”单轴	“一拖一”单轴	“一拖一”单轴	“二拖一”多轴
额定功率	MW	129.8	133.7	157.2	309
高压蒸汽压力	MPa（a）	9.91	9.87	12.3	13.15
高压蒸汽温度	℃	538	538	566	538
中压蒸汽压力	MPa（a）	3.34	3.27	2.97	3.36
中压蒸汽温度	℃	566	566	566	566
低压蒸汽压力	MPa（a）	0.427	0.424	0.48	0.643
低压蒸汽温度	℃	248.6	252.8	233.8	244.4
排汽压力	kPa（a）	6.67	5.1	5.07	5.31

2. 自主研发汽轮机

东汽使用自主设计所生产的配套于 F 级燃气-蒸汽联合循环机组的蒸汽轮机（见表 5-17），可以满足“一拖一”和“二拖一”两种配置的要求。

表 5-17　东汽自主设计汽轮机主要技术参数

汽轮机型号	单位	D145	D150	D260	D350
汽轮机形式		双缸双排汽	D150K、L、N、P、R 双缸双排汽 D150S、T 双缸单排汽	双缸双排汽	双缸双排汽
轴系布置		一拖一	一拖一	二拖一	二拖一
额定功率	MW	144.8	150.1	264.2	352.7
高压蒸汽压力	MPa（a）	10.84	13.29	11.96	16.03
高压蒸汽温度	℃	566	566	538	585
中压蒸汽压力	MPa（a）	3.58	3.69	3.06	3.49
中压蒸汽温度	℃	566	566	566	585
低压蒸汽压力	MPa（a）	0.493	0.474	0.63	0.594
低压蒸汽温度	℃	241	241.4	242.8	244.1
排汽压力	kPa（a）	8.78	7.06	12	4.9

图 5-18 所示为东汽双缸单排汽 D150 机型外形图，其主要用于 F 级联合循环的“一拖一”布置方案。该机型高压缸单流，中、低压合缸单流；高压缸采用高反动度通流技术，小焓降多级次的设计；中低压采用大刚度动叶片、高度后加载静叶片、轴向前掠技术。高、中压缸和低压缸之间也可以使用 SSS 离合器进行连接，如图 5-19 所示；高压进汽采用切向进汽技术。低压缸向下排汽，也可采用轴向排汽技术，降低机组标高，如图 5-20 所示；采用三支撑结构、联合轴承等技术缩短了机组总长。

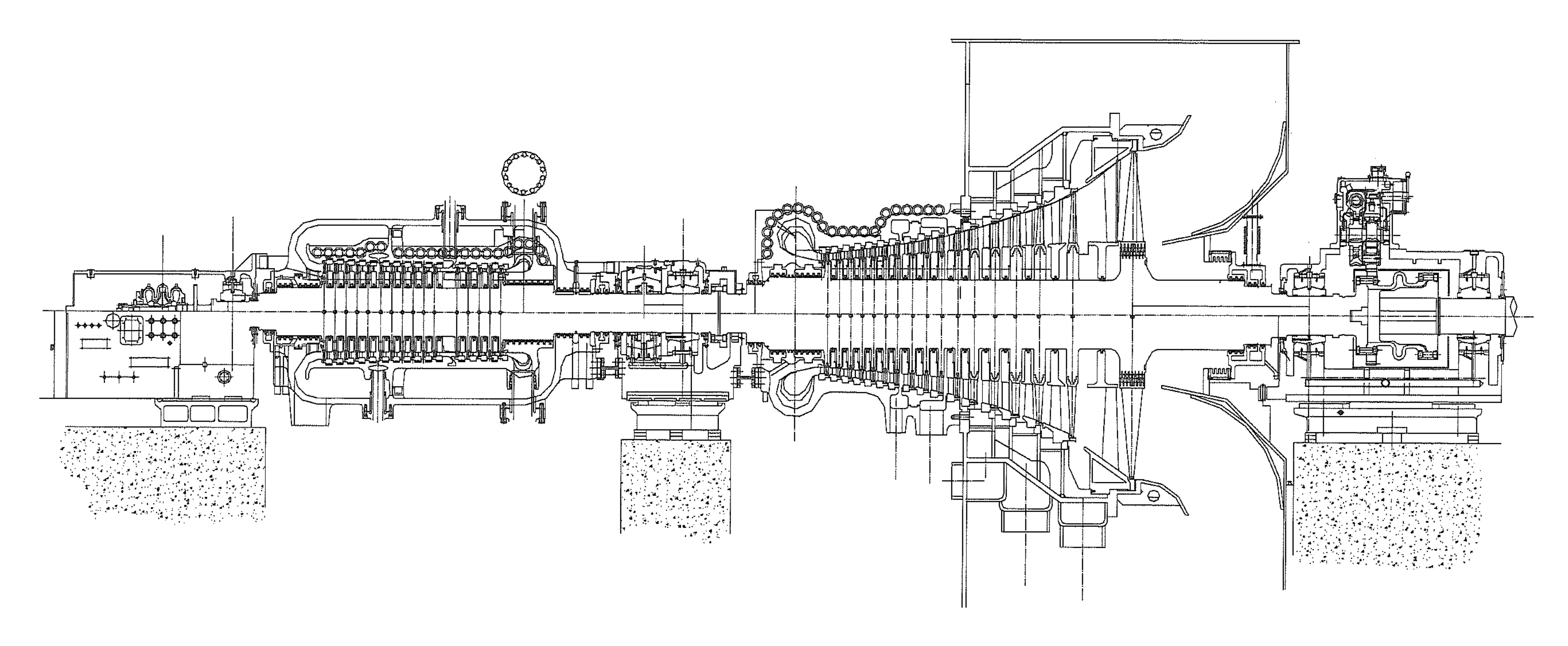


图 5-18 东汽双缸单排汽 D150 机型外形图

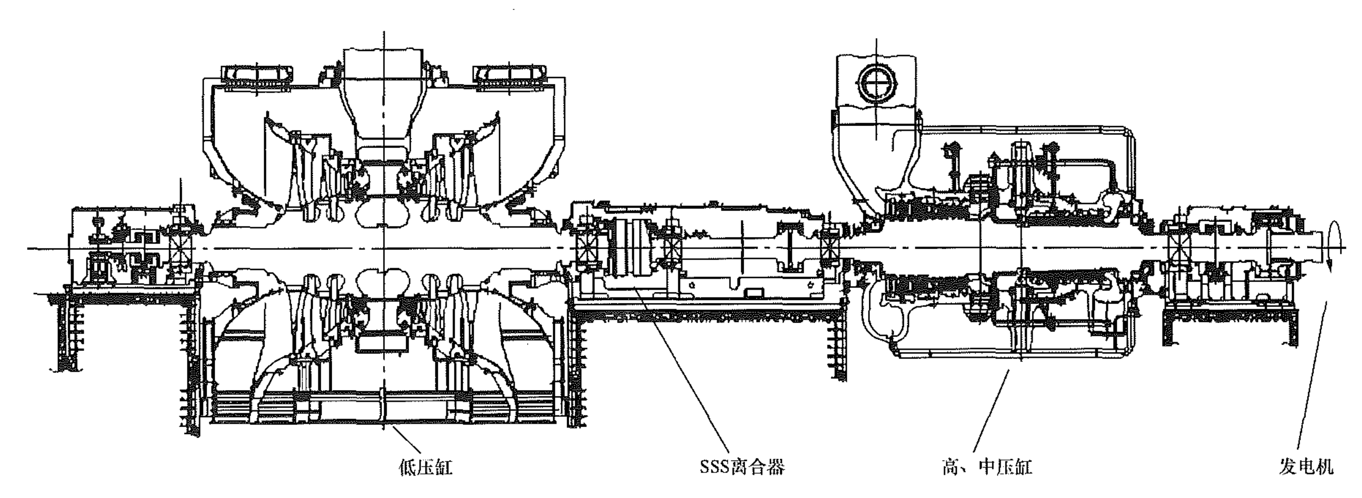


图 5-19　东汽 D150 机型配 SSS 离合器结构图

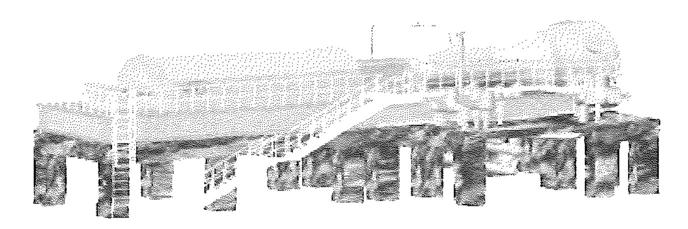


图 5-20　东汽 D150 机型轴向排汽布置图

图 5-21 所示为东汽双缸双排汽 D150 机型外形图，其主要用于 F 级联合循环的“一拖一”单轴布置方案。该机型高、中压缸单流，低压缸双流；低压缸向下排汽，也可采用侧向排汽技术，降低机组标高，如图 5-22 所示。

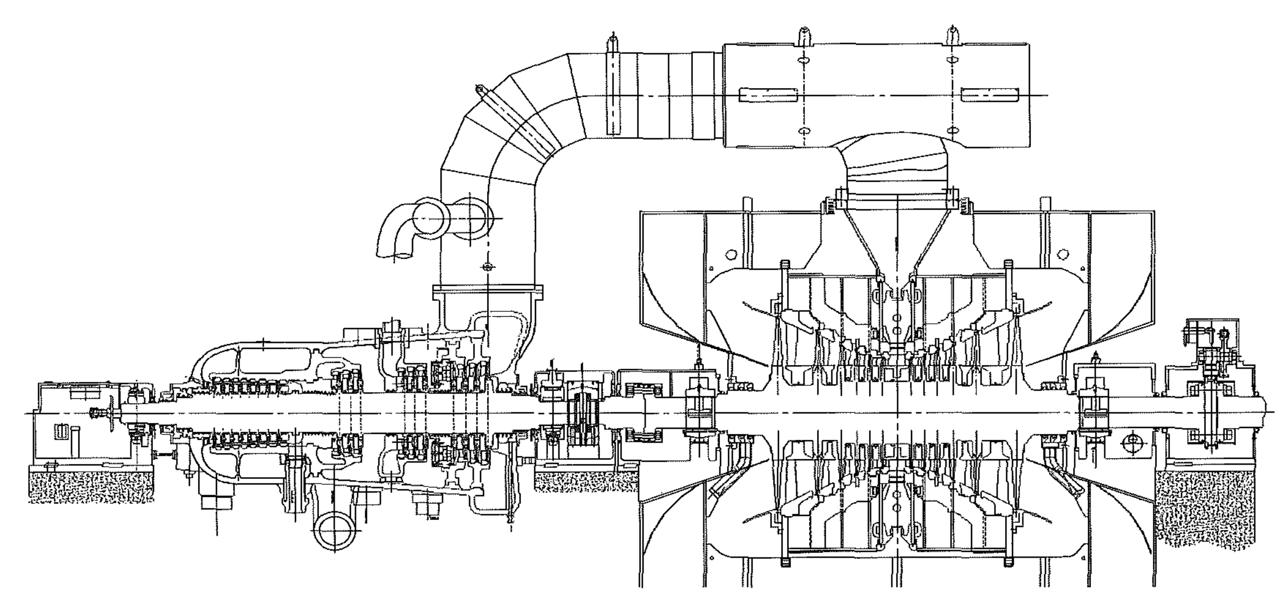


图 5-21　东汽双缸双排汽 D150 机型外形图

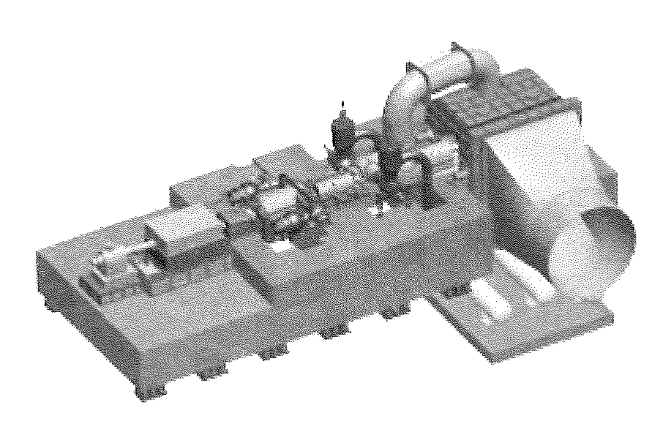


图 5-22　东汽 D150 机型侧向排汽布置图

图 5-23 所示为东汽 D350 机型外形图，其主要用于 F 级联合循环的“二拖一”多轴布置方案，一般采用高中压合缸的结构。中、低压转子也可采用 SSS 离合器连接，实现机组的背压运行。

三、哈汽产品

哈汽生产的汽轮机主要配通用电气所生产的燃气轮机，但也有和其他厂商的燃气轮机匹配组成联合循环的案例，具体见表 5-18 和表 5-19。

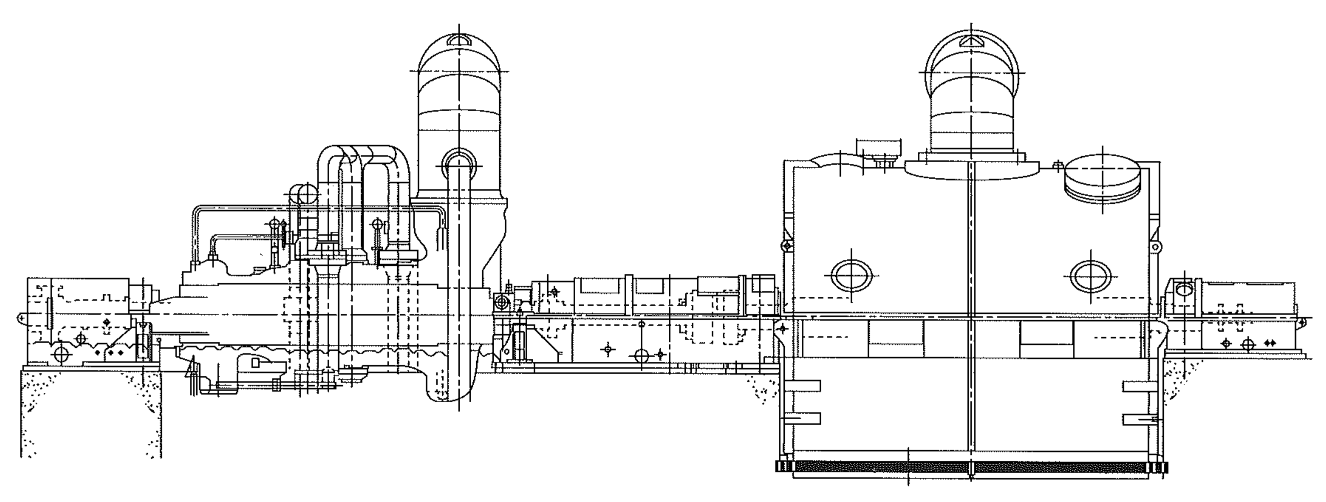


图 5-23　东汽 D350 机型外形图

表 5-18　　哈汽汽轮机序列编号与燃气轮机匹配表

联合循环类型	燃气轮机型号	燃气轮机制造商	轴系布置	汽轮机型号
F 级	6FA	通用电气	一拖一	138A# 138B#
	6FA	通用电气	二拖一	140#
	9FA	通用电气	一拖一	158#（单轴） 158A#（多轴） 159A#（多轴、轴向排汽） 167A#（多轴、抽汽）
	9FA	通用电气	二拖一	152#
	9FB	通用电气	一拖一	156#（带 SSS 离合器）
	9FB	通用电气	二拖一	155#（带 SSS 离合器）
E 级	9E	通用电气	一拖一	132#、138#
	9E	通用电气	二拖一	157#
	9E	通用电气	三拖一	161#
	GT13E2	阿尔斯通	一拖一	151#
	V94.2	西门子	一拖一	140#
	V94.2	西门子	二拖一	166#

表 5-19　　哈汽各型号汽轮机性能参数表

汽轮机型号	单位	158#	152#	138#	140#	157#	161#
结构形式		三压、再热、双排汽	三压、再热、双缸、多轴、双排汽	双压、非再热、单缸、多轴、单排汽	双压、非再热、单缸、多轴、单排汽	双压、非再热、双缸、多轴、双排汽	双压、非再热、双缸、多轴、双排汽
轴系布置		一拖一	二拖一	一拖一	一拖一	二拖一	三拖一
额定功率	MW	130	275	60	82	124	188
高压蒸汽压力	MPa（a）	10.4	11.5	5.6	8.0	7.0	8.3

续表

汽轮机型号	单位	158#	152#	138#	140#	157#	161#
高压蒸汽温度	℃	565	565	530	530	530	530
主汽流量	t/h	280	560	180	225	360	530
再热蒸汽压力	MPa（a）	2.18	3.69	—	—	—	—
再热蒸汽温度	℃	565	566	—	—	—	—
再热蒸汽流量	t/h	306	630	—	—	—	—
低压蒸汽压力	MPa（a）	0.3	0.4	0.56	0.65	0.65	1.2
低压蒸汽温度	℃	310	310	255	255	255	255
补汽流量	t/h	46	92	32	46	65	96
排汽压力	kPa（a）	6.0	5.3	8.0	6.5	8.0	8.0
末级叶片长度	mm	660/851/900	1000	668	855	710/730/855	900

1. F 级联合循环

158#型汽轮机为 F 级联合循环汽轮机，是哈汽自主研发的“一拖一”联合循环热电联供机组。该机型可以实现纯凝、抽凝、背压三种运行模式，具有极限供热能力，为三压、再热、双缸型、向下排汽、燃气蒸汽联合循环用凝汽式汽轮机。高、中压缸与低压缸之间通过 SSS 离合器连接，可实现啮合或脱开；通流结构具有级数少、效率高的特点；整锻转子高压通流部分反向布置，中压通流部分正向布置，低压通流部分为对称布置，轴向推力自平衡；汽轮机高、中压部分采用单层缸结构，低压部分采用多层缸结构，通流部分轴向间隙大、径向间隙小，具有较好的热负荷适应性；采用数字式电液调节（DEH）系统，自动化程度高。该机组通流部分采用全三维设计手段，进行了全面优化设计。其外形图见图 5-24。

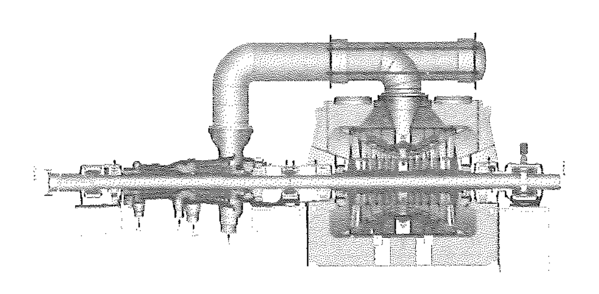
152#型汽轮机是用于“二拖一”F 级联合循环热电联供机组，其外形图见图 5-25。

2. E 级联合循环

（1）“一拖一”机型。138#机型和 140#机型是用于 E 级联合循环中“一拖一”配置形式的蒸汽轮机，其外形图见图 5-26 和图 5-27。

（2）“二拖一”机型。157#机型是用于 E 级联合循环中“二拖一”配置形式的蒸汽轮机，其外形图见图 5-28。

（3）“三拖一”机型。161#机型是用于 E 级联合循环中“三拖一”配置形式的蒸汽轮机，其外形图见图 5-29。



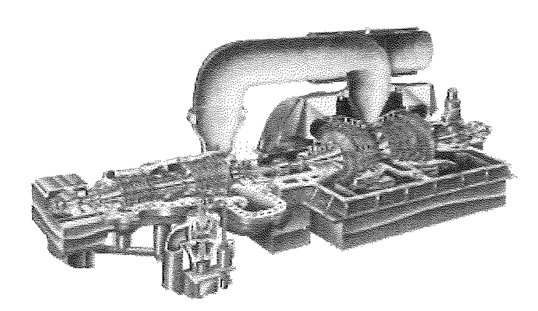


图 5-24　哈汽 158#机型外形图

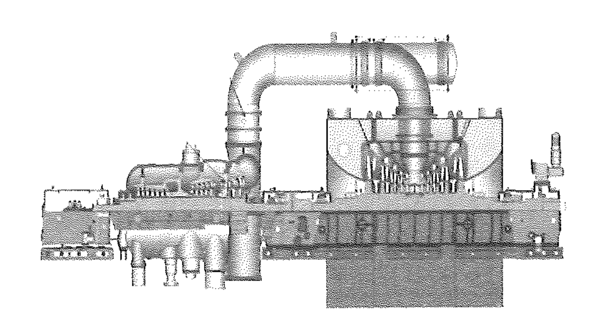


图 5-25　哈汽 152#机型外形图

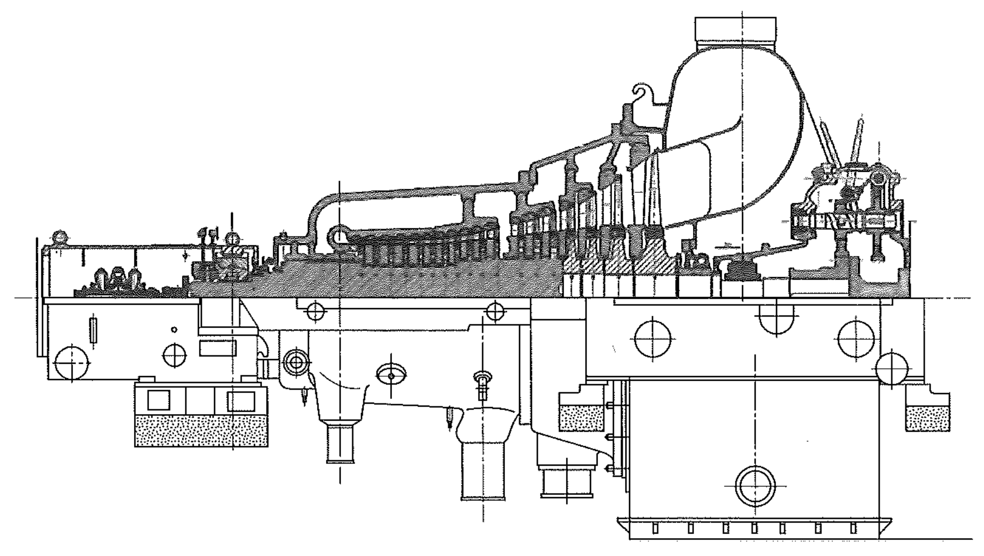


图 5-26　哈汽 138#机型外形图

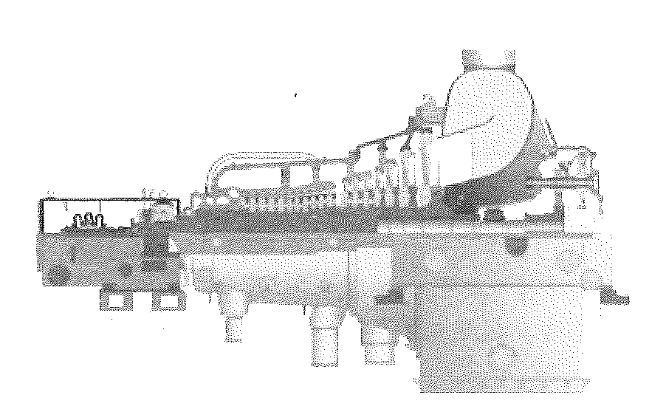


图 5-27　哈汽 140#机型外形图

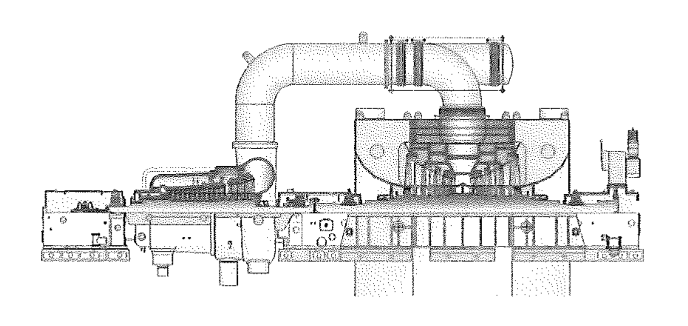


图 5-28　哈汽 157#机型外形图

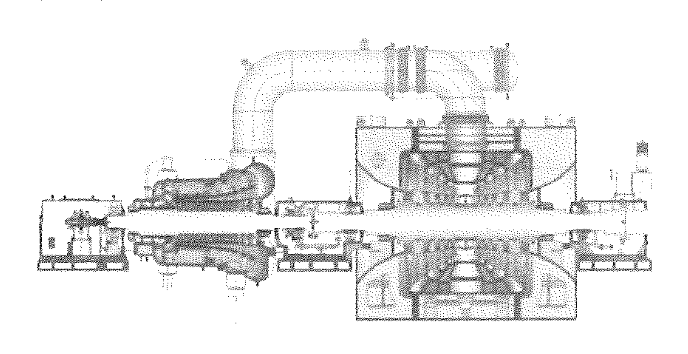


图 5-29　哈汽 161#机型外形图

四、杭汽产品

杭汽所生产的汽轮机主要配西门子所生产的燃气轮机，本文仅介绍应用较广泛的 SGT800 型燃气轮机所配的蒸汽轮机。该型号汽轮机汽缸为单缸结构，由水平剖分的前、中、后缸三部分组成，并采用不同材料制作。前、中、后缸通过垂直中分面法兰连接成一体，上、下半汽缸由水平中分面法兰螺栓连接。前汽缸采用猫爪结构搭在前轴承座上，前轴承座通过前座架固定在汽轮机基础平台上，可以沿轴向滑动。后汽缸通过后座架固定在汽轮机基础平台上。其结构图见 5-30，参数见表 5-20。

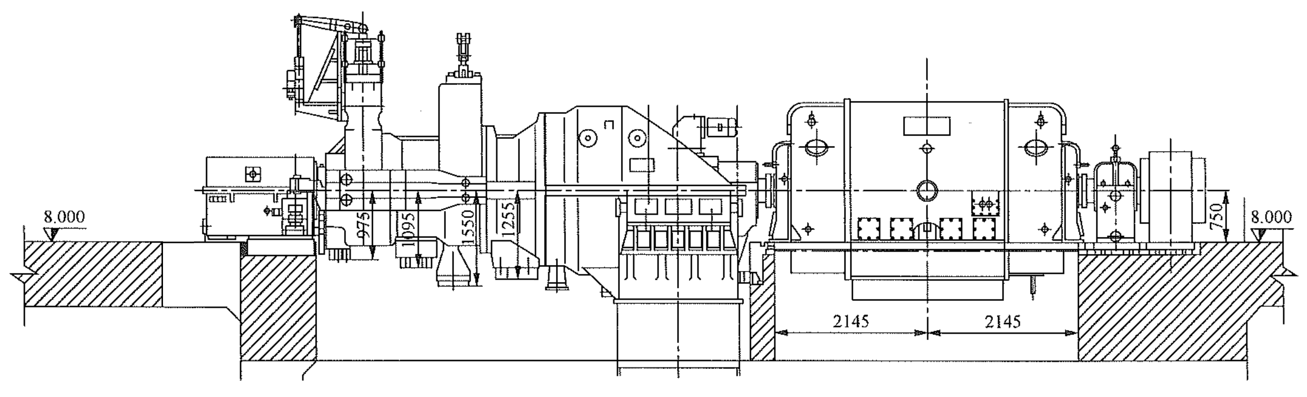


图 5-30　SGT800 型燃气轮机配套的汽轮发电机组结构图

表 5-20　　SGT800 型燃气轮机配套的蒸汽轮机参数

名称	单位	数值
结构形式		单缸单排汽
轴系布置		一拖一
额定功率	MW	23
高压蒸汽压力	MPa（a）	7.8
高压蒸汽温度	℃	538
主蒸汽流量	t/h	65.5
低压蒸汽压力	MPa（a）	0.6
低压蒸汽温度	℃	247
补汽流量	t/h	10
排汽压力	kPa（a）	6.0
汽轮机本体质量	t	90
检修时最大件质量	t	33
汽轮机外形尺寸（运行平台上）	m×m×m	7.7×4.5×3.5（长×宽×高）
吊钩高度（自工作平台起）	m	≥6.0

五、南汽产品

南汽所生产的汽轮机主要配通用电气所生产的6F 级燃气轮机，本文仅介绍应用较广泛的 6F.01 型燃气轮机所配的蒸汽轮机。该型号汽轮机汽缸为单缸结构，上、下半汽缸由水平中分面法兰螺栓连接，可采用向下排汽结构，如图 5-31 所示；也可采用轴向排汽结构，如图 5-32 所示。其参数见表 5-21。

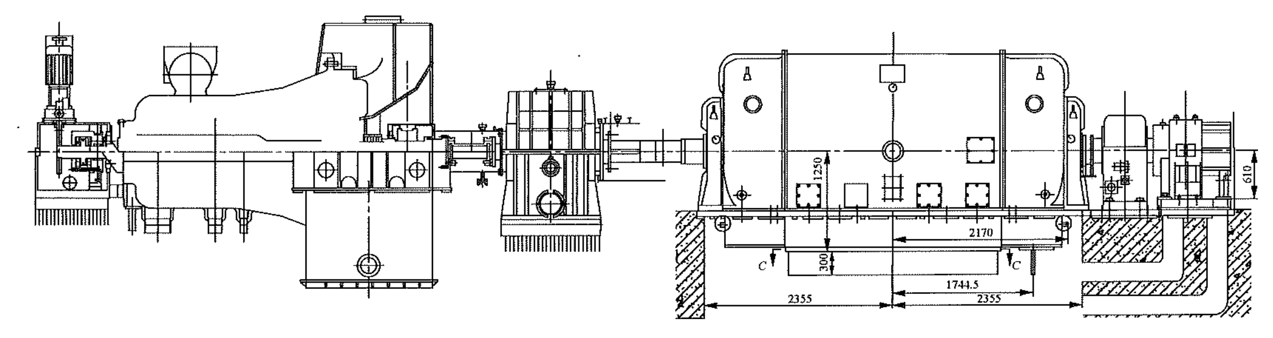


图 5-31　6F.01 型燃气轮机配套的下排汽汽轮发电机组结构图

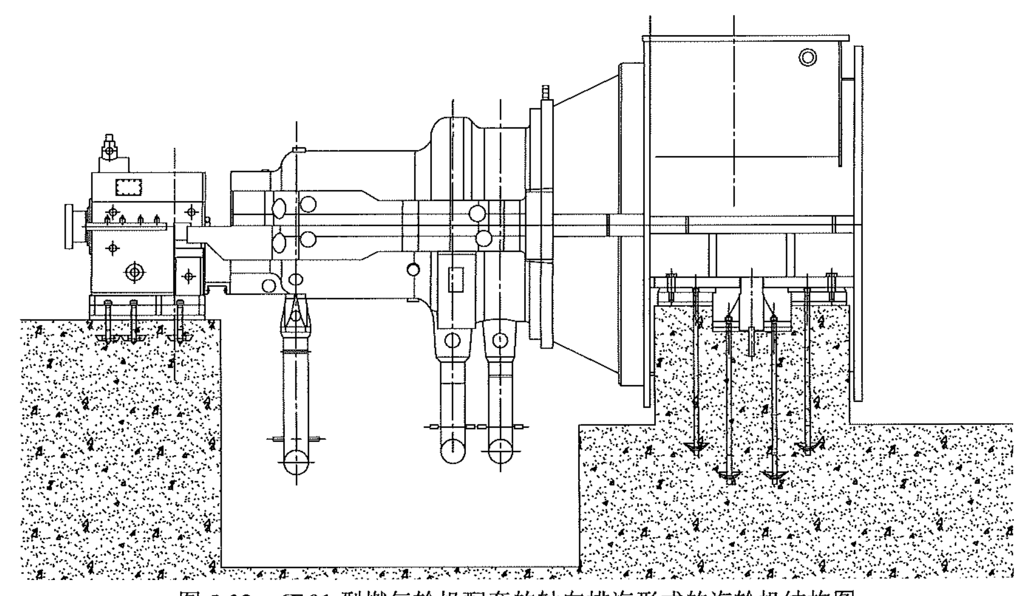


图 5-32　6F.01 型燃气轮机配套的轴向排汽形式的汽轮机结构图

表 5-21　　6F.01 型燃气轮机配套的蒸汽轮机参数

序号	名称	单位	数据
1	结构形式		单缸或双缸、双压非再热、一级可调整抽汽、凝汽式汽轮机
2	转速	r/min	3000
3	从发电机看旋转的方向		顺时针
4	汽缸的数量	个	1 或 2
5	排汽口的数量	个	1（指低压缸为单流）
6	排汽的方向		向下或者轴向
7	在设计条件下的性能数据		
	（1）蒸汽压力		
	高压缸主蒸汽	MPa（a）	8
	低压缸主蒸汽	MPa（a）	0.5
	（2）蒸汽温度		
	高压缸主蒸汽	℃	565
	低压缸主蒸汽	℃	240
	（3）蒸汽流量		
	高压缸主蒸汽	kg/h	72000
	低压缸主蒸汽	kg/h	7.5
	（4）排汽压力	kPa（a）	
	（5）排汽流量	kg/h	79000
	（6）补水率	%	0
8	尺寸		
	（1）转子长度（高、中、低压缸）	mm	6500（汽轮机）
	（2）最大宽度	mm	4500
	（3）蒸汽轮机各模块的长、宽、高	m×m×m	6.5×4.5×3.2

第四节　主要技术规范

汽轮机主要技术规范中的空白处由汽轮机制造厂填写。

一、性能保证值

由于蒸汽轮机在联合循环中处于能源利用流程的下位设备，因此其性能保证条件需要符合燃气轮机的性能保证条件。

为验收制造厂提出的保证值，对该机组进行如下项目的性能验收试验。

（1）在性能保证工况下汽轮发电机组的功率

$$P_T = P_G - P_E \tag{5-2}$$

式中　P_T——汽轮发电机组发电净功率，kW；

P_G——发电机端功率，kW；

P_E——机组励磁系统和不同轴主油泵消耗的功率，kW。

（2）在性能保证工况下汽轮发电机组的供热功率为

$$供热功率=D(h_1-h_2) \tag{5-3}$$

式中　D——抽汽量，kg/h；

h_1——抽汽焓，kJ/kg；

h_2——供热抽汽最终凝结水焓，kJ/kg，暂取376kJ/kg。

注：在无凝结水回收情况下，h_2取值为补水压力、

温度下的焓值。

（3）在性能保证工况下，机组的汽轮机热耗值为_____kJ/kWh。

二、技术规范要点

1. 汽轮机本体

（1）工作范围。这一部分技术规范包括提供的汽轮机及所有必要配套辅机按联合循环机组设计、制造、制作、工厂试验、包装运到交货点。

1）制造厂应提供联合循环的汽轮机性能、结构和特点等详细说明，包括汽轮机的压力级数，有（无）再热和缸型结构等，并附主要部件结构图，同时提供汽轮机的启动曲线、惰走曲线、系统图等，使买方对其产品有全面的了解。

2）每台汽轮机均应配备所有部件及全套安全、可靠及高效运行所必需的附件，包括但不限于：①汽轮机本体；②所有必要的联轴器、螺栓和螺母；③底板；④基础螺栓、螺母、衬套和垫片；⑤预埋材料；⑥底板垫铁。

3）汽轮机为室内（室外）安装。

4）汽轮机应尽可能是制造厂的标准结构和设计，以便以低运行成本经济地连续运行。它应具有高可靠性，高可用性，高效、合理的短启动时间，以及进行恰当和快速维护的适当通道。

5）从低压缸排入凝汽器的蒸汽由凝汽器循环水冷却或采用其他方式冷却，应具体说明。

6）汽轮机应是全周进汽式汽轮机，没有调节级。汽轮机以余热锅炉与汽轮机（负荷在满负荷至约60%负荷之间运行）之间流量平衡自然达到的压力运行。

7）汽轮机罩壳应外观好看，易于进出，且内部应有充足的照明。

8）汽轮机罩壳应易于检修拆装，运行时能够通风、散热。

9）基础螺栓及垫铁、套管和预埋材料及汽轮机安装所需定位材料由制造厂供货。

10）润滑油系统应有用于汽轮发电机轴承和控制油的足够容量。系统应有一个油箱。

11）汽轮机应配备电子液压调节系统。

12）轴封系统应为蒸汽密封式，并提供轴封风机及轴封冷却器。

13）汽轮机转子支撑系统应是制造厂的标准设计。

14）中低压缸体、轴承箱应是水平中分面型，以便于维护。高压缸采用圆筒形结构，有利于汽轮机快速启动。

15）汽轮机应配备检查孔，以便定期用内窥镜检查叶片的状况。

16）汽轮机应具备不揭缸进行轴系动平衡的条件。

（2）设计要求。应至少明确以下内容：

1）安装场所：室内或室外。

2）形式：单（双）（三）压，有（无）再热，凝汽（背压），单（多）缸型汽轮机。

3）轴系布置：与一台燃气轮机和发电机联轴或与燃气轮机发电机组分轴，构成完整的单（多）轴配置。

4）容量：功率等级。

5）转速：3000r/min。

6）汽轮机转向在轴系中应与燃气轮机转向一致。

7）汽轮机采用高压、（中压）和低压蒸汽二（三）级100%容量旁路。

（3）热平衡图。

1）制造厂应随技术标书提交连同燃气轮机和余热锅炉保证条件下的热平衡图：

a. HB-1，燃用设计燃料100%负荷时（各工况）；

b. HB-2，燃用设计燃料75%负荷时（各工况）；

c. HB-3，燃用设计燃料50%负荷时（各工况）；

d. HB-4，燃用设计燃料30%负荷时（各工况）；

e. HB-5，燃用设计燃料100%负荷时旁路运行（各工况）。

各工况包括冬季工况、夏季工况、ISO工况、性能保证工况。

2）每种热平衡计算要求：

a. 汽轮机入口蒸汽参数由制造厂提出，保证工况的背压参数根据情况具体约定；

b. 调节阀阀杆和轴封蒸汽泄漏返回凝汽器或轴封冷却器；

c. 过热器和再热器的减温器用水由给水泵出口提供，离开凝汽器的凝结水温度假设为相当于凝汽器饱和压力下的温度；

d. 应考虑给水泵温度升高引起的热焓增加；

e. 水和蒸汽的热动力性能的数字和计算应以通用国际标准为基础。

3）所有热平衡应尽可能完整，注明：

a. 所有蒸汽流中的流量、压力、温度和热焓值；

b. 所有给水、凝结水和疏水中的流量、压力、温度和热焓值；

c. 凝汽器中冷却水流量和进、出水温度；

d. 依据规定的计算公式得出的发电机组的机械和电气损失；

e. 机组热耗率和输出功率。

4）制造厂应提供滑压特性来表明高压、中压和低压蒸汽的压力和温度与发电机组的功率输出的关系。

（4）试验。制造厂至少应执行下列试验，并将试验结果提交买方/工程师。

1）汽轮机。

a. 递交主要部件、汽缸、转子、叶片，高压、中压和低压关断阀、调节阀等的材料试验单。

b. 转子的热稳定性试验。

c. 汽缸、转子、喷嘴、叶片，高压、中压和低压关断阀、调节阀等的无损探伤试验。

d. 汽缸及高压、中压和低压关断阀、调节阀等的水压试验。

e. 整套带叶片的转子动平衡试验和额定转速120%超速试验2min。

f. 保护设备的试验。

g. 叶片频率试验。

2）辅机（泵、风机和热交换器）。

a. 材料试验（提供主要部件的工厂试验单）。

b. 水压试验。

c. 尺寸检查。

d. 性能试验（对于转动设备）。

e. 振动试验（对于转动设备）。

f. 噪声检查（对于转动设备）。

（5）技术要求。

1）转子。

a. 转子系统的设计要能承受发电机短路或者误并列（取其中较大值）情况下给转子施加的瞬间扭矩。

b. 制造厂应注明每个转子的临界转速（燃气轮机、汽轮机和发电机转子），临界转速应在额定转速的80%～120%之外，如不在该范围，应提供相应的计算值和评价依据。

制造厂应提供燃气轮机转子加中间轴和不加中间轴的临界转速，以及动平衡和超速试验的方案。同样也应提供发电机转子加/不加滑环轴和中间轴的临界转速数值及动平衡和超速的试验方案，以及临界转速评价依据。

c. 转子应能在低于或等于额定转速的110%的任何转速下运行，并应设计成能够承受瞬间转速高达120%的额定转速时所产生的任何应力。

2）叶片。

a. 汽轮机叶片的设计应能做到提供高效的能量转换。

b. 叶片和叶轮应设计和制造成在发电机组进行超速试验或者在48.5～51.0Hz范围内运行，以及在发电机组的任何负荷下运行时避免因振动引起损坏。

c. 在调频叶片设计中要特别考虑防止自激振动和扭振。制造厂应在规范书中注明末级叶片的坎贝尔图。这种调频叶片应至少在3台采用相同的设计上以同样条件运行过，并至少已运行20000h。

d. 应充分保护叶片防止水蚀。末级叶片应通过激光淬硬或者通过斯特莱特防蚀保护层或者其他适当的材料防止侵蚀。例如，定子最后几道叶片和汽轮机缸体上开疏水槽等其他防侵蚀措施，也可以考虑采用。

e. 叶片应设计成不会被转速8倍以下的谐波的任何激励力引起共振。

f. 提供末级叶片的排汽损失曲线。

3）缸体。

a. 缸体结构形状及其支撑方式应仔细设计，以便在温度变化下能自由对称地膨胀，从而将变形的可能性减到最小。

b. 缸体应设计和制造成在所有运行工况（包括启动、停机、变负荷、甩负荷和正常运行工况）下将热应力减到最小。

c. 低压汽轮机缸体后的凝汽器接颈上应配备泄压膜片，防止低压汽轮机缸体和凝汽器由于蒸汽流量过大或凝汽器故障而过压。

d. 上半个缸体应有吊耳，便于翻转维护。

e. 高压缸可整体提供，中、低压缸合缸并可整体提供。

f. 热电偶应位于缸体的适当部位来测量金属和蒸汽温度，以便于评价热应力水平。

g. 缸体的膨胀方向应通过滑动销来约束。

4）轴承。

a. 所有轴承都应配备密封件以防止漏油、漏汽。

b. 径向轴承应是自对中型，并是剖分式，以允许提起上半部进行检查。

c. 径向轴承应能在不拆除缸体的情况下进行检查。

d. 径向轴承应设计成无任何振动故障。

5）联轴器。

a. 若汽轮机转子与燃气轮机和发电机转子之间设联轴器，则联轴器应为整体刚性结构，布置上应做到能容易拆开。应提供液压拧螺栓设备，以便能迅速安装和取下螺栓而不损坏螺栓孔或螺栓本身，并提供联轴器连接螺栓孔的镗磨和绞孔工具。

b. 汽轮机转子和发电机转子之间也可采用自同步离合器代替联轴器。

2. 辅机

下面只重点指出联合循环汽轮机辅机系统中与常规火力发电汽轮机辅机系统中不同的要点，共性内容参见本手册其他相关章节内容。

（1）汽轮机旁路系统。每台汽轮机旁路系统包括高压旁路系统、中压旁路系统、低压旁路系统。为了达到旁路系统预期功能，即满足机组启动时回收余热锅炉剩余蒸汽和在启动期间可以减少启动时间和汽轮机的热应力及汽轮机跳闸时及时打开旁路系统。中压旁路系统和低压旁路系统应与高压旁路系统一起运行，应使蒸汽从中压主蒸汽和低压主蒸汽经减温、减

压接入凝汽器，凝汽器应允许接纳机组在各种启动工况和汽轮机跳闸工况时中、低压蒸汽能进入凝汽器。制造厂应提供旁路蒸汽进入凝汽器的减温、减压器及旁路蒸汽进入凝汽器内部消能装置，保证汽轮机全套旁路系统在机组启停及事故工况下安全运行。

（2）凝汽器。

1） 凝汽器的结构应有足够的容量能接受可能产生的最差工况时汽轮机的排汽、旁路蒸汽、轴封调节器疏水、汽轮机汽缸疏水、轴封冷却器疏水及其他各项疏水等。

2） 凝汽器可采用下排汽，或侧向排汽，或轴向排汽。

第六章

汽轮机本体附属系统及设备

第一节　调　节　系　统

一、汽轮机调节及保护系统

汽轮发电机组的任务是根据用户的用电要求，提供质量合格的电能，而电能一般不能大量储存，因此汽轮机必须进行调节，以适应外界负荷变化的要求。

电力生产除了要保证一定的数量外，还需保证一定的质量。供电质量标准主要有两个：一个是频率；另一个是电压。由同步发电机的运行特性可知，发电机的端电压主要取决于无功功率，而无功功率又取决于发电机的励磁；电力系统的频率主要取决于有功功率，即取决于原动机的驱动功率。因此，电网的电压由发电机的励磁系统调节，频率由汽轮机的功率控制系统调节。这样，机组并网运行时，根据转速偏差改变调节汽阀的开度，调节汽轮机的进汽量及比焓降，改变发电机的有功功率，满足外界负荷的变化。

由于汽轮机调节系统是以机组转速为调节对象的，故习惯上称汽轮机调节系统为调速系统。由此可知，汽轮机调节系统的另一任务是调整汽轮机的转速，使它维持在规定的范围内。

汽轮机调节系统作为汽轮机重要的配套辅助系统，由汽轮机制造厂成套设计并供货。汽轮机调节与保护系统是控制汽轮机启动、停机、带负荷运行，防止出现严重事故的自动控制装置。它应能适应各种运行工况的要求，及时调节汽轮机的功率，满足外界负荷的变化需要；当机组出现异常时，能自动改变运行工况，直至停机，以防止事故扩大。

1. 汽轮机调节系统

汽轮机调节系统在运行中应能满足如下要求：

（1）汽轮机调节系统应能保证机组启动时平稳升速至额定转速，并能顺利并网，即在机组启动升速过程中，能手动向汽轮机调节系统输入信号，控制进汽阀门开度，平稳改变转速。

（2）机组并网后，蒸汽参数在允许范围内，汽轮机调节系统应能使机组在零负荷至满负荷之间任意工况下稳定运行，即机组在并网运行时，能手动向汽轮机调节系统输入信号，任意改变机组功率，维持电网供电频率在允许范围内。

（3）在电网频率变化时，汽轮机调节系统能自动改变机组功率，与外界负荷的变化相适应；在电网频率不变时，能维持机组功率不变，具有抗内扰性能。

（4）当负荷变化时，汽轮机调节系统应能保证机组从一个稳定工况过渡到另一个稳定工况，而不发生较大的和长时间的负荷摆动。对于大型机组，由于输出功率很大，而其转子的转动惯量相对较小，在力矩不平衡时，加速度相对较大。在汽轮机调节系统迟缓率和中间蒸汽容积的影响下，机组功率变化滞后。若不采取相应措施，会造成调节阀过调和功率波动。抑制功率波动的有效方法是：采用电液调节系统，尽可能减小汽轮机调节系统的迟缓率，并对调节信号进行动态校正和实现机炉协调控制。

（5）当机组甩全负荷时，汽轮机调节系统应能使机组维持空转（遮断保护不动作），保护的动作转速上限为3300r/min。为此，大型机组在甩负荷时，同步器自动回零，并设置防超速保护和快关卸载阀。在机组甩负荷转速达 3090r/min 时，防超速保护和快关卸载阀动作，使高、中压调节阀加速关闭。

（6）调节系统中的保护装置，应能在被监控的参数超过规定的极限值时，迅速地自动控制机组减负荷或停机，以保证机组的安全。高、中压主汽阀也设置有快速卸载阀，在机组停机时，其快速卸载阀自动打开，使其加速关闭，以防止汽轮机转速超过3300r/min。

2. 汽轮机保护系统

为了确保汽轮机的安全运行，防止设备损坏事故的发生，除了要求其调节系统动作可靠外，还应该具有必要的保护系统，以便汽轮机遇到调节系统失灵或其他事故时，能及时动作，迅速停机，避免设备损坏或事故扩大。随着机组容量的增大，保护装置也越来越重要，同时保护项目也越来越多。现代大容量汽轮发电机组主要有以下保护项目：

（1）超速保护。当汽轮机转速超过规定值时，超速保护系统应发出信号并动作，以关闭主汽阀并停机。

（2）低油压保护。当轴承润滑油压低于不同整定值时，先后启动交流润滑油泵、直流事故油泵，直至停机。

（3）轴向位移及胀差保护。当汽轮机的轴向位移或胀差达到一定数值时，发出报警信号，增大到更大数值时，使汽轮机跳闸停机。

（4）低真空保护。当真空低于某一定值时报警，真空继续降低至停机值时跳闸停机。

（5）振动保护。当汽轮发电机组转子振动值超过某一值时报警，超过更大的规定值时停机。

（6）轴承回油温度或瓦温保护。当轴承回油温度或轴瓦温度超过某规定值时报警，超过更大的规定值时停机。

（7）发电机故障保护。当汽轮机电气故障，油开关动作时，跳闸停机。

（8）手动遮断保护。当机组出现异常情况危及人身或设备安全时，可在远方或就地打闸停机。

（9）安全油压保护。当系统安全油压低于规定值时，应跳闸停机。

（10）防火保护。在发生火灾被迫停机时，防火保护动作，自动切断进入主汽阀及各调节汽阀油动机的压力油通路，同时将油动机的排油放回油箱，以免火灾事故的扩大。

汽轮机保护系统的功能是：一旦收到跳闸信号，保安执行机构就立即关闭汽轮机所有进汽阀门，停止汽轮机的运行，并强制关闭再热冷段管道中的止回阀（即高压缸排汽止回阀）及抽汽管道中的抽汽止回阀。汽轮机保护系统主要包括安全装置、安全试验装置、快关装置、主汽阀油动机及其弹簧操纵座、转速测量和保护装置、手动停机按钮和真空破坏阀等部分。汽轮机保护系统主要的工作原理是当安全油或液压油失压（即与排油管路接通）时，通过相应的执行机构（如油动机及其弹簧操纵座）关闭汽轮机的进汽阀，以及排汽、进汽止回阀。

二、控制、监视系统

下面以哈汽 350MW 超临界、中间再热、抽凝式汽轮机为例简要介绍控制、监视系统。

1. 数字电液调节（DEH）系统

DEH 系统根据检测机组转速、功率、蒸汽压力等信号，通过液压执行机构调整阀门开度，从而实现从机组挂闸、冲转、暖机、同期并网、带初负荷到带全负荷及变工况运行的控制。

DEH 系统采用微处理器为基础的数字式控制系统，通常由冗余控制器、I/O 模件、伺服阀接口模件、冗余的电源变换模件、冗余的通信网络、人机界面设备、控制逻辑软件等组成。

（1）基本控制（BTC）。基本控制提供与转速和负荷控制相关的逻辑及调节回路，包括启动与转速控制、同期与并网、自动调节与变工况运行、一次调频与功率不平衡保护、背压控制和背压保护、抽汽压力控制、协调控制（CCS）与单侧辅机故障减负荷运行（RB）、阀门管理等功能。

（2）汽轮机自动控制（ATC）。ATC 通过监视和分析机组温度、振动等各种运行参数（包括实时计算的转子热应力），自动形成目标转速（功率）和转速（功率）变化率，从而实现汽轮机自动控制，提高机组运行的安全性，同时实现汽轮机的寿命管理。

（3）超速保护控制（OPC）。超速保护控制由超速保护逻辑、超速试验选择逻辑及 DEH 系统跳闸逻辑组成。

DEH 系统检测到机组转速达到额定转速 103%或发电机解列时，输出超速保护控制触点信号，驱动 2 个并行配置的 OPC 电磁阀，使所有调节阀门迅速关闭，从而防止机组转速继续升高。待转速降低后进入转速保护逻辑，维持额定转速空载运行。当汽轮机转速达到额定转速的 110%时，系统输出汽轮机跳闸指令到汽轮机危急跳闸系统（ETS），关闭高、中压主汽阀和高、中压调节阀。

（4）液压系统。汽轮机液压系统采用磷酸酯抗燃油作为动力油，由供油装置、液压执行机构、薄膜阀、电磁阀组、危急遮断试验装置等部套组成。

液压执行机构用于控制抽汽回转隔板执行机构和控制蝶阀执行机构均为双侧进油，开启和关闭都靠液压力。中压主汽阀执行机构为开关型执行机构，当调节保安系统挂闸后，中压主汽阀执行机构自动全开中压主汽阀。当机组发生故障紧急停机时，油缸内的油经卸载阀快速释放，在弹簧力的作用下，中压主汽阀快速关闭。高压主汽阀、高压调节阀、中压调节阀执行机构为连续控制型执行机构，通过电液伺服阀、阀位反馈传感器（LVDT）及伺服控制接口模件构成的伺服控制回路控制相应阀门的开度。转动隔板执行机构和蝶阀执行机构也为连续控制型执行机构，一般通过电液伺服阀、阀位反馈传感器（LVDT）及伺服控制接口模件构成的伺服控制回路控制相应阀门的开度。

2. 汽轮机安全监视系统（TSI）

TSI 由安装在汽轮机组上的各种形式的传感器及与传感器相连接的前置器、监视组件、电源组件、通信接口模件等组成。TSI 完成对机组转速（包括零转速）、振动（含发电机）、轴位移、相对膨胀、用于超速保护的转速 3 取 2 测量等非电量运行参数进行测量和判断，并输出相应的报警信号和跳闸信号。同时，

还输出标准的模拟量信号，用于显示、记录和打印。为满足振动分析需要，TSI 中还设有键相测量，并在振动测量组件中设有相应的信号输出接口。

3. 危急跳闸系统（ETS）

ETS 监视或测量汽轮机报警信号和/或跳闸信号，当监测到跳闸信号时，输出跳闸信号至危急遮断（AST）电磁阀，使机组跳闸以保证安全。

ETS 通常由冗余电源装置、冗余控制器模件、I/O 模件、人机界面设备、在线试验设备及对外接口设备等组成。为保证跳闸系统安全和可靠，ETS 采用“双通道”设计。一个通道中的任一只电磁阀打开都将使该通道跳闸，但不能使汽轮机进汽阀关闭。只有当两个通道都跳闸时，才能使汽轮机进汽阀关闭。

第二节　轴封蒸汽系统

汽轮机在运行时，转子处于高速旋转状态，而静止部分如汽缸、隔板（或静叶持环）等固定不动，因此转子和固定部分间需留有适当的间隙，以避免相互碰磨，然而间隙两侧存在压差时会导致漏汽（漏气）。对于高、中压汽缸的两端，汽缸内蒸汽压力大于外界的环境压力，部分蒸汽由此处的间隙漏出，造成工质损失和能量损失，且可能进入轴承座，影响润滑油的质量和轴承的正常工作；对于低压汽缸两端，由于汽缸内蒸汽压力小于外界的大气压力，在间隙处空气会漏入汽缸，最终引起凝汽器真空下降，导致蒸汽做功能力下降，冷源损失增大，循环效率降低。

一、系统功能

轴封蒸汽系统的主要功能是向汽轮机、给水泵汽轮机的轴封和主汽阀、调节阀的阀杆轴封提供密封蒸汽，同时将各轴封的漏汽合理导向或抽出。在汽轮机的高压区段，轴封蒸汽系统的正常功能是防止蒸汽向外泄漏，以确保汽轮机有较高的效率；在汽轮机的低压区段，则是防止外界的空气进入汽轮机内部，保证汽轮机有尽可能高的真空，也是为了保证汽轮机组的高效率。轴封蒸汽系统主要是由密封装置、轴封蒸汽母管、轴封冷却器等设备及相应的阀门、管路系统构成。汽轮机组的高、中、低压缸轴封均由若干个轴封组成。相邻两个轴封段之间形成一个汽室，并经各自的管道接至轴封蒸汽系统。

二、主要系统及设备

不同的汽轮机轴封蒸汽系统略有区别，但工作原理相似，下面结合上汽超超临界机型的汽轮机轴封蒸汽系统图来详细说明，如图 6-1 所示。

1. 汽源

轴封蒸汽系统汽源来自辅助蒸汽系统。启动汽源通常来自外部，由其他机组或辅助锅炉（对于新建电厂的第一台机组）来的辅助蒸汽，经温度、压力调节阀之后，接至轴封蒸汽母管，并分别向各轴封供汽；另一路是冷再热蒸汽经压力调节后供汽至轴封蒸汽系统，作为备用汽源。正常汽源来自机组的辅助蒸汽联箱。

为了防止杂质进入端轴封，供汽汽源上设有蒸汽过滤网。

2. 工作过程

轴封蒸汽系统包括供汽、回（抽）汽和漏汽三部分。

在汽轮机的高、中、低压缸中，汽缸内外压差较大。正常运行时，高压缸轴封要承受很高的正压差，中压缸轴封次之，而低压缸轴封则要承受很高的负压差。因此，这三个汽缸的轴封设计有较大的区别。为实现蒸汽不外泄、空气不内漏的轴封设计准则，除通过结构设计减小通过轴封蒸汽（或空气）的通流量外，还必须借助外部调节控制手段阻止蒸汽外泄和空气内漏。因此，汽缸轴封设计成多段多腔室结构。为阻止蒸汽不外泄到大气，避免轴承的润滑油中带水，应使与大气交界的腔室处于微真空状态；为防止空气漏入汽缸，应使与蒸汽交界的腔室处于正压状态。

当机组在启动或低负荷运行时，轴封蒸汽系统汽源来自辅助蒸汽系统。这些蒸汽经过轴封供汽阀门站，进入轴封蒸汽母管。轴封供汽阀门站通过调整使轴封蒸汽压力略高于大气压力。此时，轴封溢流阀处于关闭状态。

随着机组负荷的增加，高、中压缸轴封漏汽和高、中压缸主汽阀的阀杆漏汽也相应增加，致使轴封蒸汽压力上升。于是，轴封供汽阀门站逐渐将进汽阀关小，以维持轴封蒸汽压力正常值。如果轴封蒸汽调压阀无法满足轴封要求，如轴封蒸汽调压阀运行故障，或者轴封蒸汽进口阀门前蒸汽压力太低，则轴封调压旁路必须打开。轴封蒸汽调压阀的进出口阀门可以隔离轴封蒸汽调压阀。

当轴封供汽阀门站全关时，轴封蒸汽系统的汽源切换为高、中压缸阀杆漏汽。此时，轴封蒸汽压力改为轴封溢流阀门站来控制。轴封溢流阀门站将多余的蒸汽排放至凝汽器。如果溢流调节阀达到其行程末端，或者运行出故障而多余蒸汽无法排放，手动溢流旁路阀必须打开。如果溢流调节阀已达到其行程末端，其中一个原因可能是轴封蒸汽系统中的溢流蒸汽太多。

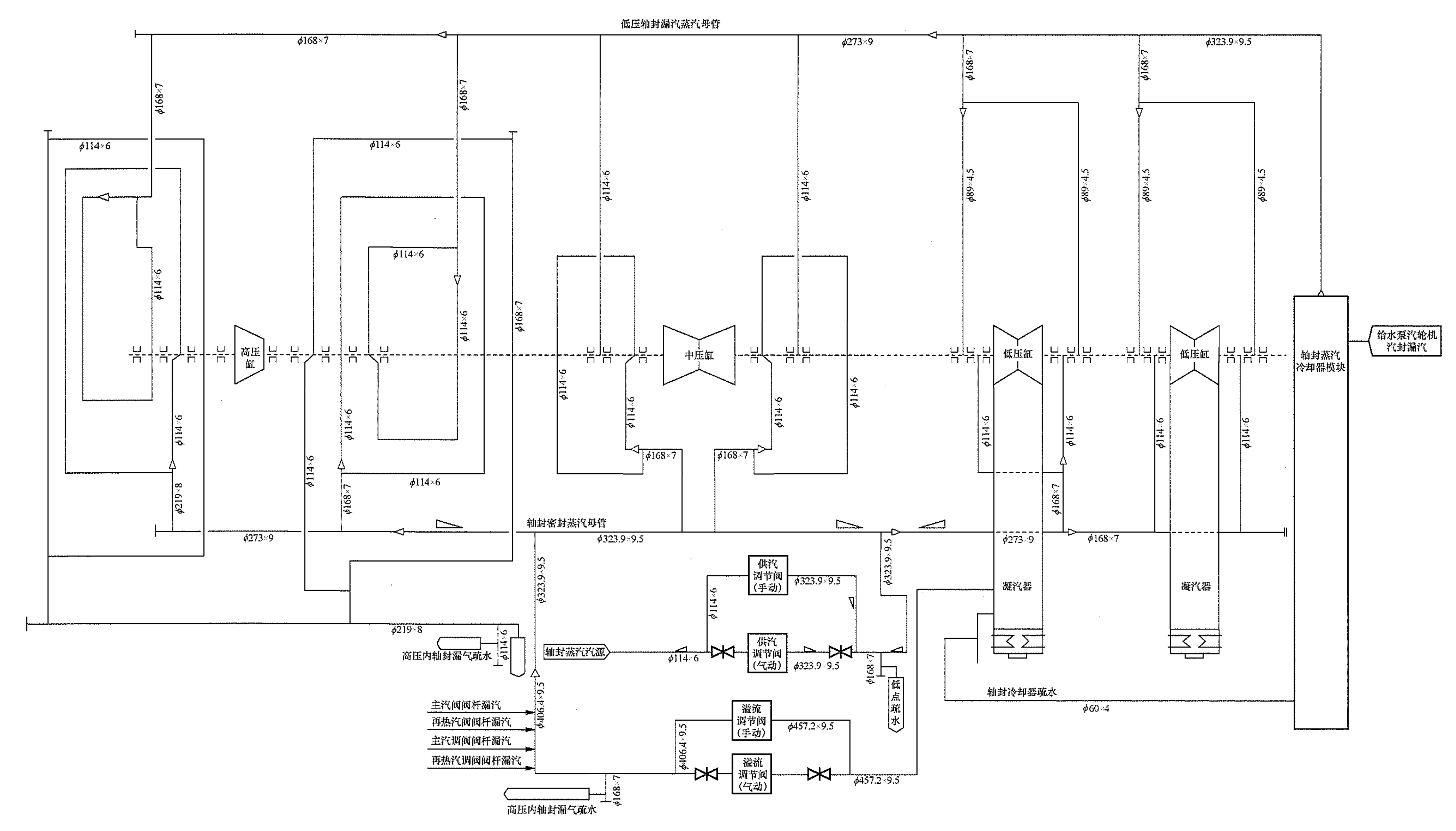


图6-1 轴封蒸汽系统示意图

汽轮机（包括给水泵汽轮机）最外一侧轴封的回汽（轴封泄漏的蒸汽和空气的混合物）及阀杆漏汽，均通过各自的管道汇集至低压轴封漏汽母管。低压轴封漏汽母管中的蒸汽随后排入轴封冷却器，回汽在轴封冷却器中冷凝。

3. 轴封冷却器模块

轴封冷却器是一种管-壳式热交换器（见图6-2）。

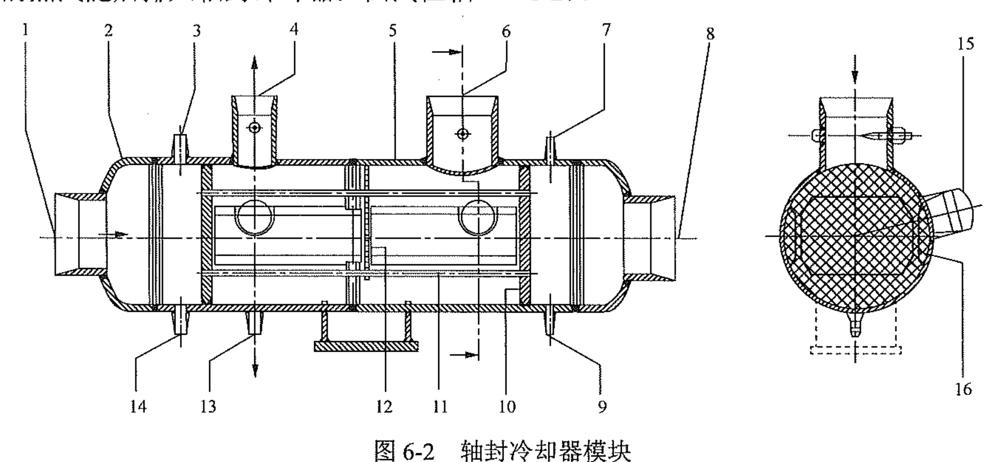


图 6-2 轴封冷却器模块

1—循环水入口；2—水室；3—循环水侧排气接口；4—空气和不凝结蒸汽出口；5—冷却器壳体；6—泄漏蒸汽/空气混合气体入口；7—循环水侧排气接口；8—循环水出口；9—循环水侧排放接口；10—管板；11—冷却器管子；12—挡板；13—泄漏蒸汽凝结水出口；14—循环水侧排放接口；15—人孔；16—导向板

（1）设备功能。轴封冷却器用在凝汽式汽轮机设备中，其功能是收集从汽轮机轴封蒸汽系统泄漏的蒸汽/空气混合气体并凝结泄漏蒸汽。轴封冷却器配有两台100%容量的轴封风机，可互为切换、备用，空气被两台轴封风机中的一台抽送后排入大气，以确保轴封冷却器的微真空。

（2）结构特征。轴封冷却器为表面式凝结，管子布置在轴封冷却器的汽侧空间，由带有光滑表面的直管组成。循环水进出的管子端部胀接到管板中。管板焊接到轴封冷却器壳体内将汽侧空间与循环水进出口端隔离。换热管采用不锈钢材料。轴封冷却器的水源来自凝结水系统，其疏水排入凝汽器。当轴封冷却器故障时，将回汽排到大气中。

（3）运行。轴封的泄漏蒸汽室维持微真空防止泄漏蒸汽溢出到大气。系统内微真空由连接到轴封冷却器上的风机维持。从泄漏蒸汽室来的泄漏蒸汽和空气的混合气体经过母管进入轴封冷却器的汽侧空间。混合气体中夹带的空气将削弱轴封冷却器管的换热系数。通常泄漏蒸汽的非凝结部分按30%设计，蒸汽空间的挡板使整个流动发生偏移并使流速增加。空气对轴封冷却器管的换热系数的影响因而降低。泄漏蒸汽在轴封冷却器管的表面凝结。泄漏蒸汽疏水经排放管线被送回汽/水混合U形管进入汽轮机凝汽器。泄漏蒸汽的未凝结部分和夹带的空气由风机从汽侧空间抽出。在凝结过程中释放的潜热被传递到从轴封冷却器管中流动的循环水中。

4. 给水泵汽轮机轴封蒸汽系统

（1）与主汽轮机一样，锅炉给水泵汽轮机轴封蒸汽系统也是由制造厂设计和供应的。国内各给水泵汽轮机制造厂通常会根据自身的机型结构设计相应的轴封蒸汽系统，并提交相应的汽源参数要求，设计中应根据具体要求选择相应的汽源。

（2）在低负荷时向高压侧轴封供汽，而在较高负荷时，蒸汽则从高压侧轴封漏出回到联箱。在各种负荷下，低压侧均需供汽。汽轮机轴封蒸汽联箱引出蒸汽向轴封蒸汽系统供汽。

（3）当从高压轴封泄漏出来的蒸汽大于低压轴封需要量时，多余的蒸汽返流到汽轮机轴封蒸汽联箱。

（4）从外侧轴封环来的气-汽混合物送到轴封冷却器，以维持外侧轴封环处压力稍低于大气压力。

（5）所有高压、低压主汽阀和调节汽阀的阀杆漏汽均接到轴封蒸汽联箱。

（6）每台锅炉给水泵汽轮机的轴封供汽总管和排气总管上均有隔离阀。当汽轮机正在运行时，可以隔离锅炉给水泵汽轮机，以便检修。

三、设计配合

1. 系统设计

由于汽轮机（包括给水泵汽轮机）的轴封结构均为汽轮机制造厂进行设计，不同的机型对轴封的设计间隙及轴封蒸汽参数均有不同的要求，因此，本部分的系统设计为汽轮机制造厂的设计范围。

2. 管道布置设计

管道布置设计应满足GB 50746《电厂动力管道设计规范》及DL/T 5054—2016《火力发电厂汽水管道设计规范》的相关规定。此外，在设计中还应注意相

关要点，见表 6-1。

表 6-1　　管道布置设计注意点

项目	设计注意点
1. 轴封管道坡度设计	汽轮机与轴封蒸汽联箱之间的轴封蒸汽系统管道应使疏水坡向联箱，其坡度不得小于 0.02；至轴封蒸汽系统的外部供汽管道必须坡向供汽汽源，其坡度不得小于 0.02，至轴封冷却器的轴封漏汽管道必须坡向轴封冷却器，其坡度不得小于 0.02
2. 轴封管道布置	注意 Y 形蒸汽滤网的布置。各轴封供汽支管进入轴封前设有一道 Y 形蒸汽滤网，滤网通常安装在水平管道上。当滤网盖冒处设有排污孔时，过滤室的斜段朝下安装，接排污阀及管路，在线运行清理滤网的污垢；滤网盖冒处无排污孔时，过滤室的斜段与管道处于同一水平面上安装，以避免水积聚在过滤室中
	由于汽轮机岛周围管道非常密集，应尽可能让轴封管道布置直畅，尽可能避免低位点
	轴封汽源点（包括给水泵汽轮机的轴封汽源点）建议由汽源的垂直管段或水平管顶部接出
	若高压轴封漏汽接入抽汽管道，接入点应远离汽缸接口
	要接入其他管道的主汽调节阀阀杆漏汽、高中压缸前轴封漏汽管道应加装止回阀，并核对所接入管道的压力，以保证轴封漏汽能进入所连接的管道
3. 轴封管道疏水设计	轴封蒸汽系统喷水减温器的下游管道上应设置自动疏水。管道低位点、母管端部汽流死点均应设连续排水型疏水阀，以防止汽封蒸汽系统积水
	根据 DL/T 5054—2016《火力发电厂汽水管道设计规范》，轴封冷却器的连续疏水不应接入疏水总管。应注意轴封蒸汽冷却器疏水至凝汽器的水封设计。 此外，国内大容量机组的疏水集管通常按压力分类分别疏入疏水扩容器，为保证疏水顺畅，建议轴封蒸汽系统疏水（疏汽）单独采用一根疏水集管
4. 其他	设计中应注意低压轴封及给水泵汽轮机轴封的供汽参数匹配及冷热态启动时轴封供汽的温度不能超过汽轮机制造厂允许的最高温度等问题
	采用母管制的小机组，前轴封一腔漏汽，应避免接到除氧器加热蒸汽母管，以免憋汽

第三节　疏　水　系　统

一、系统功能

在长期停机后的启动或重新启动过程中汽轮机的汽缸和蒸汽管道必须预热到允许汽轮机升速和加载的温度，避免由于温差超限对管道和汽缸产生负荷。因此，疏水系统的主要功能是去除汽缸和管道在预热过程中的温度低于饱和温度时产生的凝结水。同时，在运行温度下的备用阀门和备用管段也需进行疏水。汽轮机疏水系统的另一功能是排除轴承漏油。

疏水系统在汽轮机暖机、启动和低负荷期间内运行。

汽轮机蒸汽管路上的疏水阀同样用于去除当管路中蒸汽流速太低并且蒸汽冷却到饱和温度时产生的凝结水。

如果疏水不充分，可能导致下列不正常的工况而损害汽轮发电机组：

（1）一旦凝结水从蒸汽管路进入汽轮机会对汽缸和转子产生过冷却而导致变形。

（2）凝结水在汽轮机底部积聚会对汽缸产生单侧冷却而导致变形。

（3）管道和支吊架损坏，以及由于水锤导致的汽轮机对中变化。

（4）由于凝结水积聚在轴封蒸汽母管而导致轴封蒸汽压力控制系统失灵。

以上汽超超临界机型为例，疏水管路连接至母管（集管），这些母管将蒸汽排放到一个或多个凝汽器立管中。立管一方面通过底部环形密封与冷凝器相连，另一方面通过冷凝器颈部与冷凝器壳体相连。引入立管中的蒸汽和水被连续不断地喷水冷却，以防止过热蒸汽直接进入凝汽器而对凝汽器造成损害。预热期间，位于主蒸汽和再热蒸汽控制阀前的疏水系统阀门不仅仅作为疏水阀，也同样用于将预热主蒸汽和再热蒸汽管线，以及主汽阀和再热汽阀壳体所需的蒸汽排至凝汽器。

汽轮机本体系统的疏水点通常在（见图 6-3）：①再热蒸汽冷段止回阀和抽汽止回阀前；②主汽阀、再热汽阀和旁路阀管道内通过疏水阀处；③带气动执行机构和疏水阀和疏水立管/疏水扩容器进入凝汽器处。

二、主要系统及设备

主汽阀、主汽阀与汽轮机之间的主蒸汽导管、汽轮机汽缸和再热汽阀，均设有疏水点，以便机组启动前排除凝结水并进行管线暖管。因此，锅炉给水泵汽轮机的主汽阀和汽缸均设有疏水点。

1. 主汽阀疏水

主汽阀阀座前和阀座后的每一根疏水管道上，汽轮机制造厂均设有动力疏水阀，疏水管道分别引至凝汽器。阀座前及阀座后的疏水在疏到凝汽器之前，在靠近凝汽器处分别汇入联箱（集管）。其他疏水不得接入这些联箱。联箱（集管）横截面面积至少是接入该联箱全部疏水管道的横截面面积之和的 10 倍。这将保持联箱（集管）压力接近于凝汽器压力。

这些疏水管道用在机组启动前的暖管过程中，疏放阀体及有关管道的凝结水。机组带负荷后疏水管道均关断。

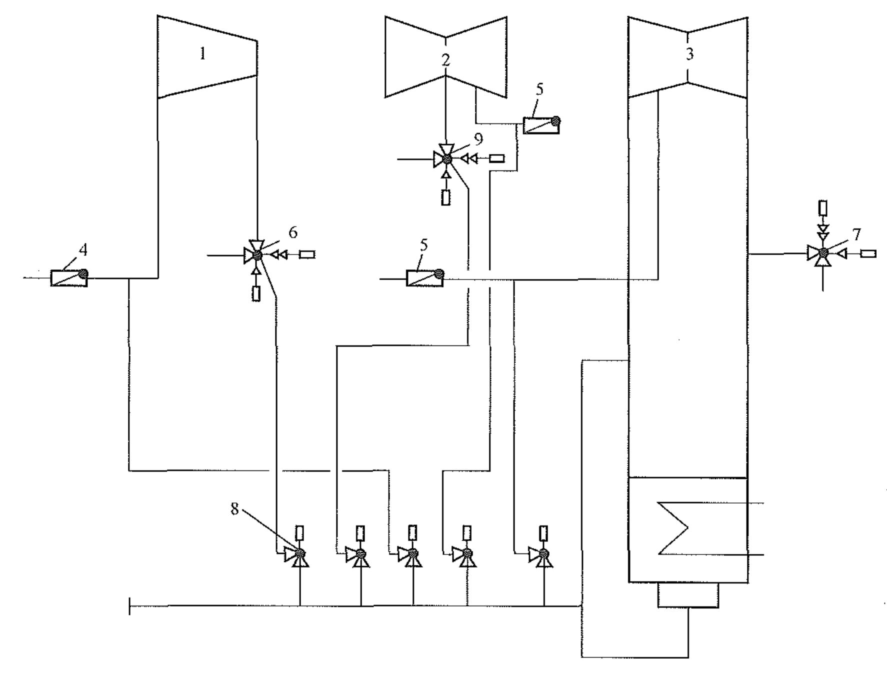


图 6-3　汽轮机疏水示意图

1—高压缸部件；2—中压缸部件；3—低压缸部件；4—再热蒸汽冷段止回阀；5—抽汽止回阀；6—主汽阀；7—旁路阀；8—带气动执行机构的疏水阀；9—再热汽阀

2. 蒸汽导管疏水

在调节阀到汽轮机的全部主蒸汽导管上，均设有最低点疏水管。疏水汇入与凝汽器相连的一个单独联箱（集管）中，并配有一个疏水阀。

主汽阀疏水开通时，蒸汽导管疏水同时开通；在机组并网、带负荷后同时关闭。动力疏水阀在控制室内操作并和跳闸系统联锁。

3. 再热联合汽阀疏水

每只再热联合汽阀的阀座前后均设有疏水点。阀座前疏水是连续疏水，并接到再热联合汽阀前的热段再热蒸汽管道上。每根阀座后的疏水管，由汽轮机制造厂配置一只电动阀，该阀的开启和关闭在控制室内手动操作并和跳闸系统联锁。当汽轮机启动时，疏水阀均开启，直到机组并网后关闭。再热联合汽阀阀座后的疏水引至与凝汽器连接的联箱（集管）中。

4. 杂项疏水

轴封蒸汽系统外部供汽管道中的蒸汽经常是不流通的，因此在这些管道上应设置疏水点，以排除所产生的凝结水。通常在这些疏水管道上安装防堵型节流孔板，使供汽管道处于热备用状态，疏水全部流到凝汽器。

在轴封蒸汽系统中设有低位点疏水管，将系统的凝结水送入凝汽器。

5. 锅炉给水泵汽轮机疏水

锅炉给水泵汽轮机的进汽方式有两种，包括单进汽和双进汽。以下按双进汽式汽轮机对给水泵汽轮机的疏水展开介绍。

双进汽给水泵汽轮机是一种具有高压和低压主汽阀的双进汽式汽轮机，由汽轮机制造厂配置的高、低压主汽阀，具有阀座前和阀座后的疏水接口。锅炉给水泵汽轮机还装有其他疏水管道，以排除凝结水。给水泵汽轮机本体部分主要包括以下几部分疏水（下列每种疏水管道上的动力疏水阀由给水泵汽轮机制造厂配套供货）：

（1）高压主汽阀阀座前疏水。电动高压主汽阀阀座前的疏水阀，在启动和停机期间是开启的，主要用于疏放主汽阀阀体的凝结水。在主汽阀开启之后即关闭此疏水阀，疏水分别导至凝汽器。每路疏水管上装有一只动力疏水阀和一只隔离阀，动力疏水阀在控制室内手动操作并和跳闸系统联锁。当主汽阀打开时，动力疏水阀即关闭。隔离阀装在动力疏水阀之后，为检修时隔离用。

（2）高压主汽阀阀座后疏水。为疏放主汽阀阀体后的凝结水，设置主汽阀阀座后疏水管道。在正常情况下，在主汽阀开启之前，其阀座后疏水阀应打开。当锅炉给水泵汽轮机带上负荷后，动力疏水阀即关闭。疏水管道上与疏水阀并联的节流孔板，可使疏水连续导至凝汽器。疏水管道上有一只动力疏水阀，为维修需要，在动力疏水阀及旁路节流孔板之后，安装一只隔离阀。各疏水管道分别接至凝汽器。

（3）第一级疏水。设置第一级疏水管道，在停机期间排除高压进汽室和第一级区域的凝结水。如果让凝结水进入锅炉给水泵汽轮机，会严重损坏汽轮机。当锅炉给水泵汽轮机停机时，此疏水管道应开启，在机组带负荷后即关断。疏水疏至凝汽器，并配有与锅炉给水泵汽轮机疏水系统相同的阀门组。第一级疏水

管道上动力疏水阀的控制方式，与高压主汽阀阀座前和阀座后疏水的动力疏水阀一样。

（4）低压主汽阀阀座前疏水。低压主汽阀阀座前疏水系统与高压主汽阀阀座前疏水系统的功用是一样的，该疏水管道接到凝汽器，阀门组也和高压主汽阀阀座前类似疏水是一样的。在正常情况下，低压主汽阀开启之前，其阀座前疏水就应该打开，主要用于排除主汽阀阀体的凝结水。然后，在主汽阀打开后，阀座前疏水即关闭。

（5）低压主汽阀阀座后疏水。正常情况下，在低压主汽阀开启之前，其阀座后疏水就应该打开，用于排除主汽阀阀体和调节阀汽室的凝结水。当锅炉给水泵汽轮机带负荷后，疏水阀即关闭。低压主汽阀阀座后疏水接至凝汽器。在疏水管道上装有一只隔离阀和一只动力疏水阀。动力疏水阀在控制室内手动操作并和跳闸系统联锁。

（6）排汽缸疏水。排汽缸低点有一连续疏水接至凝汽器，疏水管道上通常装有一只常开阀门。

三、设计配合

疏水系统中的疏水管道和阀门的口径，由汽轮机制造厂按照在任何运行工况下（热态和冷态）能输送最大凝结水量来确定，疏水系统由制造厂成套设计并供货。其布置设计应满足 DL/T 5054—2016《火力发电厂汽水管道设计规范》的相关要求。

第四节　油　系　统

根据汽轮机油系统的作用，一般将油系统分为润滑油系统和调节（保护）油系统两个部分。汽轮发电机组的供油系统对保证机组安全稳定运行至关重要。大型汽轮发电机组的供油系统既有采用汽轮机油作为润滑油和氢密封油，采用抗燃油作为调节用油的系统，也有所有用油都采用汽轮机油的系统。前者的润滑油和调节油是两个完全独立的油系统，而后者的油系统为一个。

以下按润滑油系统、顶轴油系统及液压油系统分别展开介绍。

一、润滑油系统

（一）系统功能及配置

润滑油系统（见图 6-4）的主要作用有：首先，在轴承中要形成稳定的油膜，以维持转子的良好旋转；其次，转子的热传导、表面摩擦及油涡流会产生相当大的热量，为了始终保持油温合适，就需要一部分油量来进行换热。另外，润滑油还为汽轮机盘车系统、发电机氢密封油系统提供稳定可靠的油源。

润滑油系统总油量应考虑处于正常油位的汽轮机油箱（主汽轮机和给水泵汽轮机）容量加上机组停运时的回油量。

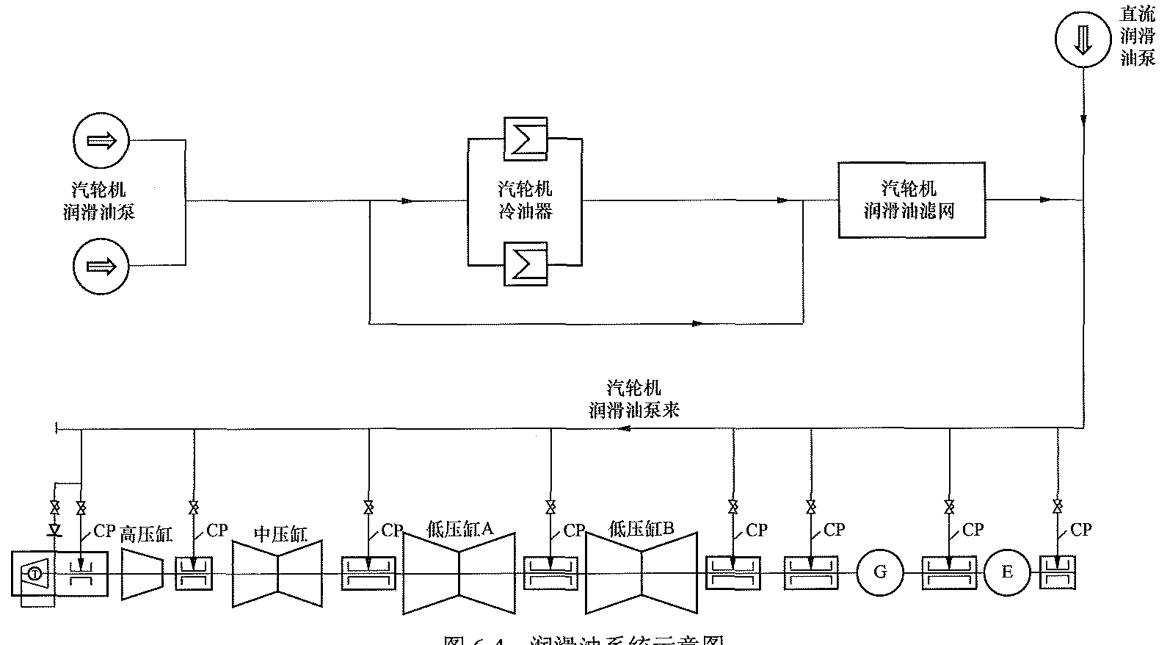


图 6-4　润滑油系统示意图

CP—润滑油管道

汽轮机的润滑油是用来润滑轴承，冷却轴瓦及各滑动部分。根据转子的质量、转速、轴瓦的构造及润滑油的黏度等，在设计时采用一定的润滑油压，以保证转子在运行中轴瓦能形成良好的油膜，并有足够的油量冷却。

由于不同制造厂的汽轮发电机组整体布置各不相同，因此相应地润滑油系统的具体配置也有所不同。但从必不可少的要求来看，润滑油系统主要由润滑油箱（及其回油滤网、排烟风机、加热装置、测温元件、油位计）、主油泵、交流电动（备用）油泵、直流电动（事故）油泵、冷油器、油温调节装置（或油温调节阀）、轴承进油调节阀（或可调节流孔板）、滤油装置（或滤网）、油温/油压监测装置，以及管道、阀门等部件组成。

大型汽轮机组多数在油管道的布置和结构上采用套管式和油箱低位布置方案。油系统管道采用套管式一般是在回油管内套装数根高压油管，所有管道（包括压力油管和回油管）除留个别供拆开检查用的法兰之外，其余全部通过短管采用角焊的方式连接。因此，回油管就相当于一个密封的防爆箱。这种管路结构一般由前轴承箱垂直向下穿过基础大梁，直到与油箱油面相近的高度再水平引入油箱。在一般情况下，高压油管法兰是个薄弱环节，这种结构减少了大量法兰，使法兰破裂或其垫料损坏的可能性大大减少，同时因压力油管套装在回油管内，即使油管破裂而漏油也不会外溢，这样不但解决了普通油系统管道的渗油漏油问题，对油系统防火极为有利，而且油管道的布置极为紧凑，厂房美观整洁。但油管道采用套管式结构也带来了安装、检修和寻找内部压力油管漏油不便的缺点。油箱宜采用低位布置，即将油箱布置于接近 0m 或 0m 稍上的标高。同时立式高压油泵及其出口止回阀、冷油器及其切换阀都布置于油箱内。这样一方面降低了回油管的标高，因而有可能使油管处于热力管道下方而远离热体，对防止火灾和火灾事故的蔓延是有利的；另一方面也使油箱、高压油泵和冷油器之间的管路系统大为简化，系统和设备的布置更加紧凑，而且基本解决了油泵和阀门的漏油问题。

（二）设计配合

1. 润滑油系统的设计原则与参数

（1）设计输入。设计输入内容主要有润滑油系统的油质、油量、汽轮机惰走时间和汽轮机制造厂提供的本体润滑油系统及设备资料。

（2）设计参数。管道设计参数选取原则见表 6-2。

表 6-2　　管道设计参数选取原则

序号	管道设计参数原则
1	汽轮机本体润滑油系统管道的设计压力和温度，应按照汽轮机制造厂的参数取用
2	润滑油净化和贮存系统管道的设计压力和温度，应选取系统内最高运行压力和温度
3	系统内最高运行压力取润滑油输送泵输出侧最高压力。离心式输送泵，取泵吸入侧压力（油柱静压）加上泵关闭压力之和；容积式输送泵，取泵出口安全阀整定压力
4	设计压力最小取 1.6MPa
5	设计温度取 65℃

2. 润滑油系统的设计内容及范围

（1）设计内容。系统内的全部设备、管道、阀门和管道组成件，包括给水泵汽轮机润滑油系统（若有）。其中，汽轮机本体润滑油系统由汽轮机制造厂负责设计并提供系统设备，设计院配合汽轮机制造厂完成汽轮机本体润滑油管道和设备的安装设计及管道配合设计，包括汽轮机主油箱的排烟管道。

（2）设计范围。包括汽轮机润滑油主油箱、贮油箱、油净化装置之间，以及给水泵汽轮机润滑油箱、贮油箱、油净化装置之间，主油箱、贮油箱的事故放油箱，所有油管道的系统及安装设计。

3. 系统方案拟定

（1）汽轮机主油箱与贮油箱、油净化装置之间应设置管道连接，以实现主汽轮机润滑油系统的输送、净化和贮存的功能，必要时管道上设置润滑油输送泵。

（2）给水泵汽轮机润滑油系统，相对应的管道宜与主汽轮机系统连接，完成系统上油、放油和净化的功能。低位布置的给水泵汽轮机油箱放油口处宜设输油泵（随给水泵汽轮机油箱配供）。给水泵汽轮机润滑油系统也可单独设置油净化装置。

（3）贮油箱的出油和进油管道上，应设置临时滤油接口、充油接口和取样接口。

（4）汽轮机主油箱、给水泵汽轮机主油箱和贮油箱应设置到事故放油箱（坑）的事故放油管道。

（5）贮油箱输送泵出口应设置再循环管道，管道上设置调节阀。

（6）油净化装置宜采用旁路循环方式布置。

（7）每台贮油箱的出口配置 1 台润滑油输送泵。当主油箱及给水泵汽轮机油箱放出口没有足够的高度保证由重力放油到贮油箱或主油箱到贮油箱距离较远时，应在主油箱及给水泵汽轮机油箱放油到贮油箱的管道上设润滑油输送泵。

4. 系统设计应注意的问题

汽轮机润滑油管道（包括事故放油管道）、附件的选择及系统设置应符合 DL/T 5204—2016《火力发电厂油气管道设计规程》的有关规定。

（1）不同功能润滑油管道的汇合点之前的管段上应设止回阀。

（2）当汽机房发生火灾并危及汽轮机油系统时，应立即破坏真空紧急停机，开启事故放油阀，放掉主油箱中的油，同时保证汽轮机转子在惰走时间内的润滑用油。主油箱事故放油管管径应根据允许的放油时间和放油距离进行计算，保证汽轮机转子在惰走时的润滑油用油量。

（3）容积式泵出口需要装设安全阀，安全阀出口回油管道可接至油箱或泵进口。

（4）润滑油供油和回油管道应坡向油箱，供油管道坡度宜为 0.003～0.005，回油管道坡度宜为 0.02～0.03。

（5）在汽机房外，应设密封的事故放油箱（坑），其布置高程和放油管道的设计，应满足事故发生时放油畅通的需要。事故放油箱（坑）的容积，应大于一台最大机组油系统的总油量。

（6）事故放油管道上应设两个钢质截止阀，操作手轮与油箱的距离必须大于 5m，并应有两条以上通道

可到达操作手轮，操作手轮不得上锁，应设玻璃保护罩，并应挂有明显的禁止操作标志牌。

（7）事故放油管道的阀门后宜设检漏点。

（8）事故放油管道应设置坡度，管道应坡向放油口，事故放油管道坡度不宜小于 0.01。

二、顶轴油系统

（一）系统功能

设置汽轮发电机组的顶轴油系统，是为了避免盘车时发生干摩擦，防止轴颈与轴瓦相互损伤。大型汽轮机组多数设有顶轴油系统，但有的机组则不设顶轴油系统。在汽轮机组由静止状态准备启动时，轴颈底部尚未建立油膜，此时投入顶轴油系统，为了使机组各轴颈底部建立油膜，将轴颈托起，以减小轴颈与轴瓦的摩擦。同时在盘车运行期间为盘车装置的液压盘车马达提供驱动油，也使盘车装置能够顺利地盘动汽轮发电机转子。

（二）系统配置及设备

顶轴油系统主要由顶轴油泵、滤网、分流器、热工监测元件、管道及阀门等设备组成。

顶轴油泵可以直接从主油箱取油，也可以从压力润滑油管取油；前者顶轴油泵进口压力低，后者能有效防止油泵吸空现象；前者油温为主油箱润滑油的温度，后者为冷油器后润滑油的温度，两者温度不同，对润滑油膜厚度有一定的影响。在供油的可靠性上两者也有差别，特别是在停机过程中，如果由于某种原因失去压力润滑油，前者供油不受影响，后者则要失去顶轴油。

顶轴油泵有变量柱塞泵、螺杆泵、挠性叶轮泵等形式，一般配置为 2×100% 或 3×50%容量，出口压力为 12～32MPa，调试时应根据设计压力进行整定。顶轴油滤网一般要求能滤掉 25μm 以上的机械杂质。每个轴承（瓦）的顶轴油进油管上均装有调节阀、止回阀和压力表，用以调节轴承顶轴油压力，控制每一轴颈的顶升高度，一般要求达到 0.05～0.10mm。

汽轮机的高压转子、中压转子或者高、中压转子由于质量较小，普遍采用稳定性好、自位能力强的可倾瓦轴承，很多机组的可倾瓦轴承没有设计顶轴油装置；而低压转子及发电机转子则因质量较大而采用荷载能力强的椭圆瓦轴承，并设计有顶轴油装置；也有一些机组，如日本东芝公司的 600MW 亚临界汽轮机，没有设计顶轴油系统。没有配备顶轴油装置的轴承，在机组低转速运行时容易出现碾瓦事故。对于进行过通流改造的 300MW 及 600MW 机组，如果汽轮机转子质量增加，而轴承又未做相应改进，则碾瓦概率更高。碾瓦的主要原因是位于最底部的瓦块荷载过大，润滑油膜建立得不好，使处于边界润滑状态的轴瓦发生了干摩擦，再加上润滑油品质如果不够干净，会加剧轴承碾瓦和轴颈磨损的程度。轴承的荷载水平只是造成碾瓦的主要因素之一。

（三）设计配合

顶轴油系统作为汽轮机顶轴系统的一部分，由汽轮机主机制造厂成套设计并供货。

三、液压油系统

（一）系统功能

汽轮机液压油系统用于向汽轮机调节系统的液力控制机构提供动力油源，还向汽轮机保安系统提供安全油源。液压油系统的工质是磷酸酯抗燃油。不同机组，调节系统和保安系统采用的压力有所不同。

汽轮机调节系统是用油压来传递信号及推动各错油阀、油动机，开关调节汽阀和主汽阀。它应当保证调整迅速、灵敏，因此要保证一定的调速油压。汽轮机常用的调速油压有 0.39～0.49MPa、1.18～1.37MPa、1.77～1.96MPa 等几种。一般来说，油压高能使动作灵活；伺服电动机和错油门结构尺寸缩小，但油压过高，易漏油着火。

随着机组功率和蒸汽参数的不断提高，汽轮机调节系统的调节汽阀提升力越来越大，提高油动机的油压是解决调节汽阀提升力增大的一个途径。但油压的提高容易造成油的泄漏，普通汽轮机油的燃点低，容易造成火灾。抗燃油的自燃点较高，通常大于 700℃。这样，即使它落在炽热高温蒸汽管道表面也不会燃烧起来，抗燃油还具有火焰不能维持及传播的可能性，从而大大减小了火灾对电厂的威胁。因此，大功率机组多以抗燃油代替普通汽轮机油。

抗燃油的最大特点是抗燃性，但也有缺点，如有一定的毒性，价格较高，黏温特性差（即温度对黏性的影响大）。所以一般将汽轮机调节系统与润滑油系统分成两个独立的系统。汽轮机调节系统用高压抗燃油，润滑油系统用普通汽轮机油。

（二）主要系统及设备

液压油系统主要包括液压油箱、液压油供油系统（去汽轮机调速系统和保安系统）、液压油冷却系统及液压油再生（化学处理）系统。液压油系统也称为控制油系统或调节/保安油系统。下面以某机组为例对汽轮机液压油系统的配置进行说明。

该机组的液压油采用抗燃油，整个系统包括油箱及附件、两台 100%容量的交流供油泵、抗燃油再生装置、两台 100%容量的冷油器、蓄能器、油滤网、油温调节装置等。抗燃油系统各部件及油箱采用不锈钢材料。当两台高压供油泵瞬间失去电源时（小于 5s），不使汽轮机跳闸；当运行泵发生故障或油压低时，备用泵能自启动。油温调节装置包括一次元件及控制设备。抗燃油冷却器采用空冷。

（三）设计配合

液压油系统作为主汽轮机本体系统的一个重要模块，由汽轮机主机厂统一设计并成套供货。

第七章

发电机附属系统及设备

发电机在运行中会发生能量损耗（包括汽轮发电机内部各部件上由于能量转换、电磁作用和机械转动摩擦产生的损耗），这些损耗最终都将转化为热量，致使发电机发热。为了使汽轮发电机内各部件上的温度保持在绝缘材料所允许的限度之内，必须及时将这些热量传递到外界。因此，大型汽轮发电机除了采用耐热性能好的绝缘材料外，还需要良好的冷却系统，通过冷却介质连续不断地强制热交换对发电机进行冷却。

汽轮发电机的冷却方式与发电机功率、设计选择的尺寸、电磁负荷损耗密度，发电机冷却所选用的冷却介质及冷却介质热性能参数，发热部件接触方式，发电机选用的绝缘材料等级及金属材料受性能变化，以及发电机的效率、经济性和寿命有关。按冷却方式的不同，可分为外冷（间接冷却、冷却介质不直接与导线接触）和内冷（直接冷却、冷却介质直接与导线接触），其中定子和转子绕组以内冷为主，铁芯以外冷为主；按照冷却介质的不同，可分为空气冷却、氢气冷却、水冷却等，其中空气和氢气多应用于外冷，氢气、水多应用于内冷。

现代大型汽轮发电机一般有如下几类冷却方式：

（1）定子绕组水内冷，转子绕组氢内冷，铁芯氢外冷的水-氢-氢方式。

（2）定子绕组水内冷，转子绕组水内冷，铁芯氢外冷的水-水-氢方式。

（3）定子绕组水内冷，转子绕组水内冷，铁芯空外冷的水-水-空方式。

（4）定子绕组氢外冷，转子绕组氢内冷，铁芯氢外冷的全氢冷方式。

（5）定子绕组空外冷，转子绕组空内冷，铁芯空外冷的全空冷方式。

近年来国内投运了一大批超（超）临界 600MW 等级以上的大型火力发电机组，较为广泛地采用第（1）类冷却方式，具有较高的运行可靠性和技术经济性。本章按 1000MW 级、超超临界、一次再热、水-氢-氢冷却发电机组进行描述，重点介绍该类发电机的附属系统及设备，主要包括三部分内容：①氢气系统及设备；②密封油系统及设备；③定子冷却水系统及设备。电力行业通常称上述内容为发电机氢油水系统及设备，其关系到汽轮发电机组的安全、经济运行。

第一节　氢气系统及设备

一、主要功能

发电机内的氢气在发电机端部风扇的驱动下，以闭式循环方式在发电机内做强制循环流动，使发电机的铁芯和转子绕组得到冷却。其间，氢气流经位于发电机四角处的氢气冷却器（氢冷器），经氢气冷却器冷却后的氢气又重新进入铁芯和转子绕组反复循环流动，氢气冷却器的冷却水来自闭式循环冷却水系统。

常温下的氢气不怎么活跃，但当氢气与氧气或空气混合后，如果被点燃（如发电机内的闪点），则会发生爆炸，后果不堪设想。因此，要求发电机内的氢气纯度不低于 98%，氧气含量不超过 2%。而在某些必须由氢气和空气转换的过程中，需要使用惰性气体或二氧化碳进行过渡，称为间接置换法；也有采用真空置换的，以避免氢气与空气直接接触、混合，防止发生爆炸，称为真空置换法或直接置换法，大型汽轮发电机组多采用前者。

为了防止氢气和空气混合成爆炸性的气体，在向发电机充入氢气之前，必须要用惰性气体将发电机内的空气置换干净。同理，在发电机排氢后，要用惰性气体将发电机内的氢气置换干净，国内普遍采用二氧化碳进行置换。

氢气系统也称为气体系统，它的作用为：

（1）提供对发电机安全充、排氢的措施和设备，用二氧化碳作为中间置换介质。

（2）维持机内正常运行时所需气体压力。

（3）监测补充氢气的流量。

（4）在线监测发电机内气体的压力、纯度及湿度。

（5）干燥氢气，排去可能从密封油进入发电机内的水汽。

（6）监测漏入发电机内的液体（油或水）。

（7）监测发电机内绝缘部件是否过热。

（8）在线监测发电机的局部漏氢。

二、主要系统及设备

如图7-1、图7-2所示，氢气系统主要由下列设备组成：

（1）氢气汇流排（供氢系统）、二氧化碳汇流排（供二氧化碳系统）。

（2）二氧化碳蒸发器（加热器）。

（3）氢气控制装置。

（4）氢气干燥器（氢气去湿装置）。

（5）氢气循环风机。

（6）发电机绝缘过热监测装置（发电机工况监测装置）。

（7）发电机漏液检测装置和发电机漏氢检测装置（气体巡回检测仪）。

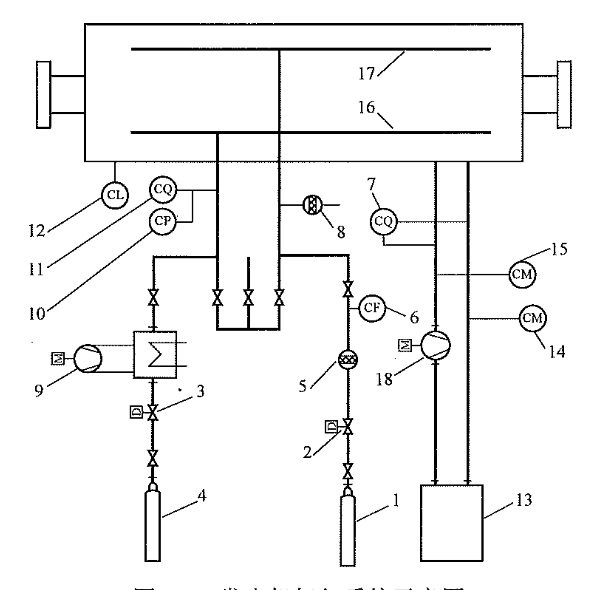


图7-1　发电机氢气系统示意图

1—氢气汇流排；2—氢气减压阀；3—二氧化碳减压阀；4—二氧化碳汇流排；5—氢气过滤器；6—氢气流量仪；7—发电机绝缘过热监测装置；8—空气过滤器；9—二氧化碳蒸发器；10—压力变送器；11—发电机漏氢检测装置；12—发电机漏液检测装置；13—氢气干燥器；14—湿度仪（干燥器出口）；15—湿度仪（干燥器入口）；16—发电机底部二氧化碳分流管；17—发电机顶部氢气分流管；18—氢气循环风机

（一）氢气汇流排

发电机产生的热量通过氢气耗散，氢气的散热能力相当于空气的8倍。为了获得更加有效的冷却效果，发电机中的氢气是加压的。

氢气汇流排由10瓶组高压汇流排及2级减压阀组成。氢气瓶通过软管与汇流排连接。第一级减压阀将瓶内氢气压力减至2～3MPa，第二级减压阀再将压力减至1～1.2MPa。减压后的氢气送到氢气控制装置再减压至发电机所需的压力（0.5MPa）。按IEC规范要求，连接在汇流排上向发电机供氢的氢气瓶总容积不超过20m^3（标准状态，S.T.P.）。国内常用氢气瓶的容量为6m^3，即连接并打开的气瓶为3个。

（二）二氧化碳汇流排

为了防止氢气和空气混合成爆炸性的气体，在向发电机充入氢气之前，必须要用二氧化碳将发电机内的空气置换干净。同理，在发电机停机排氢后，也要用二氧化碳将发电机内的氢气置换干净。

二氧化碳汇流排由10瓶组汇流排和1个压力表组成。二氧化碳气瓶通过软管与汇流排连接。汇流排上压力表显示瓶内气压，当瓶内压力为1MPa时即认为是空瓶。二氧化碳气瓶应为虹吸式结构，即从瓶内出来的二氧化碳应是液体状态。液态二氧化碳送入二氧化碳蒸发器，使之吸热成为气体。为了保证进入二氧化碳蒸发器中去的二氧化碳为液态，可将若干个气瓶并联工作。

（三）二氧化碳蒸发器

由于二氧化碳在大多数情况下是以液态储存在气瓶内，二氧化碳蒸发器用于将来自二氧化碳汇流排的液态二氧化碳加热成气体，所需的气化热来自环境空气。

二氧化碳蒸发器的入口有一压力调节阀，将来自气瓶内的二氧化碳压力降到1.6MPa左右；在出口处另有一压力调节阀，将二氧化碳气体压力降至0.1MPa左右供发电机使用。蒸发器的热源来自环境空气中热量。蒸发器中组合了两套蒸发装置，各有两个风扇、两个热交换器和一个电磁阀。为了防止二氧化碳蒸发时因吸热而在热交换器和管道上结霜或冻结，两个蒸发装置每工作8～10min相互切换一次，具体切换时间根据环境温度和实际流量来设置。切换工作由电磁阀来完成。

为了保证二氧化碳蒸发器的工作效率，蒸发器的工作环境温度最低不得低于5℃。

（四）氢气控制装置

氢气控制装置是一个集装装置，它主要包含：①气体置换系统，由气体过滤器、气体减压阀、气体置换阀门、氢气质量流量仪、氢气压力变送器、发电机内压力变送器等组成；②气体监测系统，由两台并联的三范围气体纯度分析仪和一台发电机内压力分析仪组成。

1. 气体置换阀门

气体置换阀门由符合氢气使用要求的球阀组成。为了便于操作，气体置换的主要阀门在各种工况下的位置用图示方式绘在标志牌上。

2. 气体减压阀

气体减压阀将来自氢气汇流排的第二级压力（1～1.2MPa）减至发电机所需的压力，并且在运行期间维持此压力。气体减压阀配置了两台，一台工作、一台

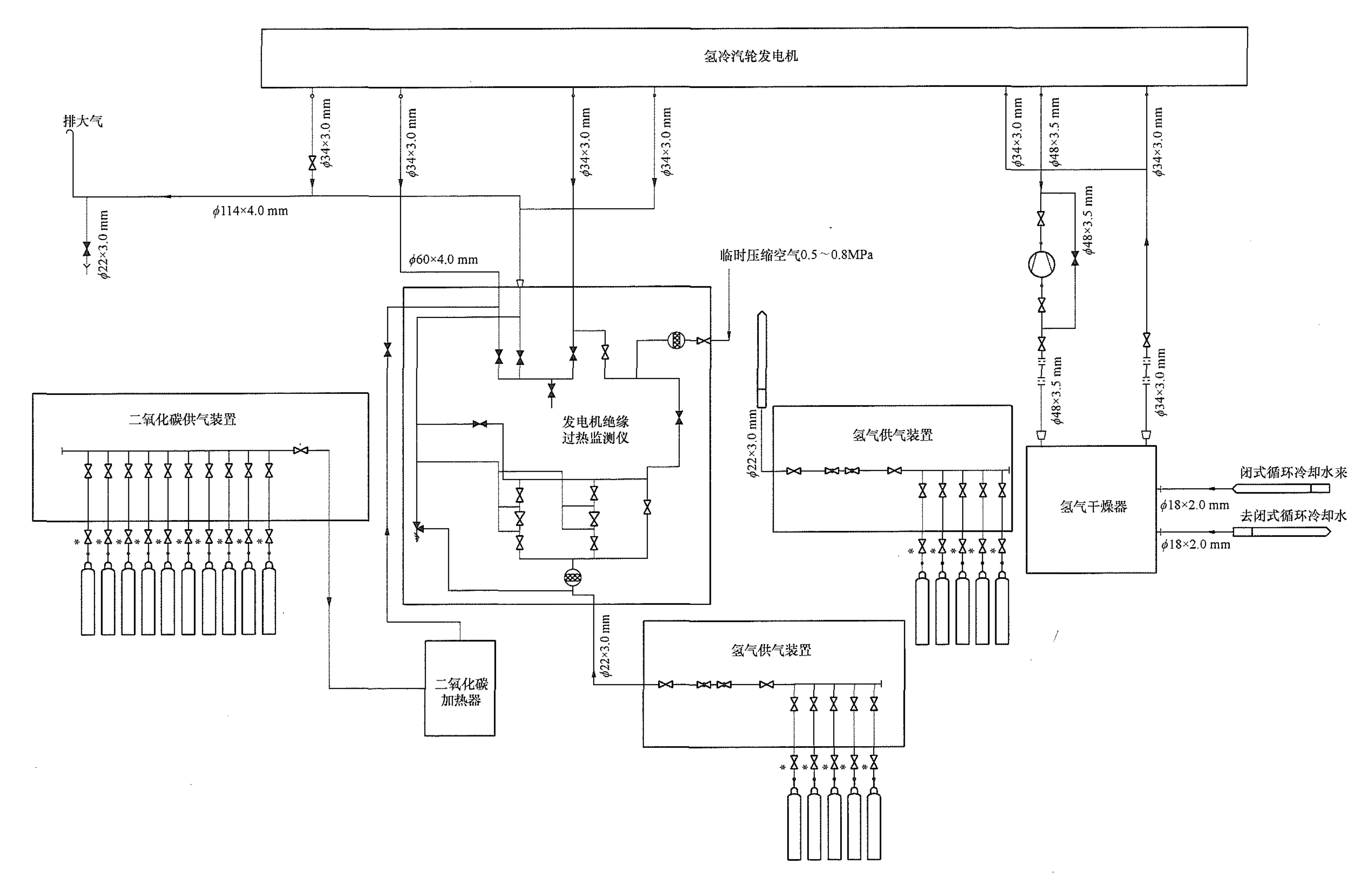


图 7-2　发电机氢气系统流程图

备用。气体减压阀设有旁路阀，当两台减压阀都退出运行后，可打开旁路阀，手动充氢。

3. 氢气压力变送器

氢气压力变送器监测来自氢气汇流排的压力。发电机内压力变送器监测发电机内的气体压力，这个信号送至压力分析仪，当发电机内压力过高或过低时发出报警信号。压力分析仪有就地和远传报警功能。

4. 氢气质量流量仪

氢气质量流量仪用以监测补充氢气的流量或漏氢量。按 IEC 规定，每天非可控的漏氢量不大于 18m^3（S.T.P.）。

5. 气体分析仪

按 IEC 要求，氢气系统中设置了两台热导式气体纯度分析仪，并联工作、互相对照，以提供氢气纯度测量的可靠性。仪器为三范围气体分析仪（空气-二氧化碳、氢气-二氧化碳、氢气-空气），可在充气和运行等不同的工况下分析气体的纯度。气体分析仪有就地和远传报警功能。

（五）氢气干燥器

氢气干燥器用于干燥发电机内的氢气，以防发电机内水分过高时，对发电机的高压绝缘件或高应力金属结构件产生危害。氢气干燥器由两个干燥塔组成，塔内装填有高性能干燥剂和加热元件，一个工作时，另一个加热再生。每个塔内都装有一台循环风机，连续工作。工作塔内的风机用以加大气体循环量并使气体在干燥剂内分布均匀；再生塔内的风机用以循环再生气体，迫使再生气体经过冷凝器、气水分离器等，使干燥剂内吸附的水分分离出来。氢气干燥器的工作和再生过程由内建 PLC 控制，完全自动进行，由于其是闭式循环，所以不消耗氢气，也不会引入空气。为提高可靠性，氢气干燥器从氢气中分离出来的水分需人工排放。

氢气干燥器的入口和出口分别装有一台露点仪。入口湿度仪用以监测干燥器入口（即发电机内）的氢气湿度；出口湿度仪用以监测干燥器的干燥效果。

（六）氢气循环风机

氢气循环风机由两套风机、油气分离器及隔离阀门组成，一用一备。当发电机内湿度过大时可投入氢气循环风机，以增大氢气干燥器的处理量；当发电机在低速运行或停止时，投入氢气循环风机可降低发电机内的湿度。氢气循环风机内设有油气分离装置，可减小氢气中油雾对氢气干燥器中吸附剂的影响。氢气循环风机在退出运行时，可打开装置上的旁路阀。

（七）发电机绝缘过热监测装置

发电机绝缘过热监测装置用以监测发电机内部绝缘材料是否有过热现象，以便在早期及时采取必要的措施，防止酿成大事故。在发电机正常工作时，流经该装置的干净气体将产生一定的微电流，此电流经处理后，在装置上显示出来。当发电机内绝缘有过热现象时，绝缘材料因过热而挥发出过热粒子，这些粒子随氢气进入到监测装置后，将引起装置的电流减少。当电流减少到一定程度时，装置经自检确认装置本身无误后将发出报警信号，提示发电机内绝缘部件有过热现象。

（八）发电机漏液检测装置

发电机漏液检测装置用以检测发电机水冷定子绕组或氢气冷却器因泄漏而积累在发电机底部的液体，同时也用以检测渗漏到发电机内的密封油或轴承油。发电机漏液检测装置由数个高可靠性、高灵敏度的防爆音叉开关组成，开关输出为 DPDT。发电机漏液检测装置上设有窥流器以观察漏液情况，其下有排污阀以排除内部积液。

（九）发电机漏氢检测装置

发电机漏氢检测装置为一台可燃气体巡回检测仪。该装置上设有 8 个通道，最多可监测 8 个部位的漏氢情况。该装置与氢敏传感器之间用电缆连接，传感器为防爆设计。根据工程需要，传感器可配置 1～8 个。发电机漏氢检测装置有 3 个 SPDT 输出，报警点可人工设定；也可把两个信号设置成同一报警值，其功能相当于 DPDT 信号。

三、投运注意事项

发电机启动前，必须先将发电机内的空气置换为二氧化碳，然后将二氧化碳置换为氢气，最后对发电机内的氢气加压，以达到其要求的工作压力。在进行气体置换前需注意：

（1）汽轮机处于静止或盘车状态。

（2）有关表计和报警装置经校验合格，控制电源投入。

（3）发电机已全部封闭，气密性试验合格。

（4）密封油系统已投用。

（5）通知制氢站，准备足够的氢气，检查现场有足够的二氧化碳。

（6）确认氢气/二氧化碳纯度合格。

（7）通知检修人员对发电机氢气/制氢站总阀后滤网进行清洗。

（8）系统按检查卡检查无误。

四、设计分工范围

氢气系统的设计（包括系统流程、试验方法等）由发电机制造厂负责，主要设备、管路的布置及外部系统配合由设计单位负责。

五、设计技术要求

1. 典型设计参数（见表 7-1）

表 7-1　　典型设计参数

额定氢气压力（MPa）	0.52
发电机内氢气纯度（%）	98

2. 通用技术要求

（1）发电机氢冷系统及气体置换装置能满足发电机充氢、自动补氢、排氢及中间气体介质置换工作的要求，能自动监测和保持氢气的额定压力、规定纯度及冷氢温度、湿度、二氧化碳纯度等。

（2）发电机氢冷系统为闭式氢气循环系统，热氢通过发电机的氢气冷却器由冷却水冷却。

（3）发电机氢气冷却器由供货商提供，要求采用高性能散热形式。

（4）发电机设置吸附式氢气干燥器，除了监测发电机内氢气露点用的氢气湿度在线监测仪外，氢气干燥器的出口处也装设具有远传在线信号的非水银氢气湿度仪。氢气干燥器能保证发电机在额定条件下机内氢气露点不高于−5℃，同时又不低于−25℃。氢气干燥器设有循环风机。

（5）发电机氢冷系统及氢气控制装置的所有管道、阀门、有关的设备装置及其正反法兰附件均由供货商供货，材质为耐腐蚀性的高品质不锈钢材质，并使布置便于运行操作、监视和维护检修。氢气系统（含氢气干燥器）的主管道阀门全部采用进口不锈钢阀门，仪表阀门采用不锈钢针形阀。

（6）氢气系统中氢气纯度、压力、湿度，除设有防爆型就地指示和报警装置外，还应设置输出模拟量到远方 DCS/DEH 显示参数及报警输出触点。

（7）发电机冷氢温度一般不超过 46℃。氢气冷却器冷却水设计温度为 38℃。

（8）氢气纯度不低于 95%时，不影响发电机的保证出力。当计算和测定发电机效率时，基准氢气的纯度应为 98%。

（9）发电机机壳和端盖，能承受压力为 2 倍额定氢气压力时历时 15min 的水压试验，以保证运行时内部氢气爆炸不危及人身安全。

（10）采用闭式循环冷却水系统时，氢气冷却器水侧运行压力为 0.4MPa，设计压力为 1.0MPa，试验水压为 1.5MPa。

（11）氢气冷却器应能在一台冷却器因故停止使用时，至少能承担发电机 80%额定容量连续运行，且发电机不超过允许温升。

（12）发电机在额定转速、额定氢气压力和标准状态下漏氢量（包括管路和附件）不大于 $12m^3/24h$（注：折算成标准气压下）。

第二节　密封油系统及设备

一、主要功能

发电机密封油系统的功能是向发电机密封瓦提供压力略高于氢气压力的密封油，以防止发电机内的氢气从发电机轴伸出处向外泄漏。密封油进入密封瓦后，经密封瓦与发电机轴之间的密封间隙，沿轴向从密封瓦两侧流出，即分为氢气侧回油和空气侧回油，并在该密封间隙处形成密封油流，既能起密封作用，又能润滑和冷却密封瓦。

密封油系统按环式密封结构形式不同可以分为单流、双流、三流环式密封，国内主流厂商以单、双流环式居多。三种形式的设备配置和结构特点见表 7-2。

表 7-2　密封油系统结构形式的设备配置和结构特点

结构形式	设备配置	结构特点
单流环式	配有密封油真空箱、密封油泵、密封油再循环泵、过滤器、冷却器、压差调节阀、真空泵、氢侧回油分离箱、排烟风机等设备	通过雾化喷嘴，密封油在真空油箱内预先进行真空处理，除去油中的气体和水分，再用于发电机密封，因而防止了油中的气体和水分被带入到发电机内部。单流环密封油系统由于氢气侧和空气侧的回油都从润滑油进行补油，因而密封油温度基本上与润滑油的供油温度一致，有时可不设冷却器。为了保证真空系统工作的可靠性，有时也配置 2 台密封油真空泵相互备用
双流环式	配有氢气侧和空气侧 2 个密封油循环系统，分别配有密封油回油箱、密封油泵、冷却器、过滤器、调节阀等设备，空气侧密封油回油系统还配有排烟风机	2 个系统分别进行供油和回油，通过压差调节阀和平衡阀的调节，维持发电机油氢压差的稳定及空气侧和氢气侧密封油压的平衡。如果平衡阀工作状态理想，氢气侧和空气侧的密封油之间不存在窜流，氢气侧的密封油系统则相对独立封闭，外界的气体和水分被隔离而不会带入到发电机内部
三流环式	配有氢气侧、空气侧和真空侧 3 个密封油循环系统，分别配有密封油回油箱、密封油泵、冷却器、过滤器、调节阀等设备，空气侧密封油回油系统还配有排烟风机	三流环式密封瓦结构的密封油系统结合了双流环式密封系统与单流环式密封系统的特点，在原有的氢气侧、空气侧油中间引进第三股经真空处理的压力油，既彻底隔绝了氢气侧和空气侧密封油之间的接触和交换，又对供给中间一道密封的密封油进行真空脱气处理，因而能达到理想的密封和脱气效果，但系统较为复杂，工艺要求高

密封油系统也称为氢气密封油系统，它的作用为：

（1）向密封瓦提供压力油源，防止发电机内压力气体沿转轴逸出。

（2）保证密封油压力始终高于发电机内气体压力某一个规定值，其压差限定在允许变动的范围之内。

（3）通过热交换器冷却密封油，从而带走因密封瓦与轴之间的相对运动而产生的热量，确保瓦温与油

温控制在要求的范围之内。

（4）系统配有真空净油装置，去除密封油中的气体，防止油中的气体污染发电机中的氢气。

（5）通过油过滤器，去除油中杂物，保证密封油的清洁度。

（6）密封油路备有多路备用油源，以确保发电机安全、连续地运行。

（7）排油烟风机排除轴承室和密封油贮油箱中可能存在的氢气。

（8）系统中配置一系列仪器、仪表，监控密封油系统的运行。

（9）密封油系统采用集装式，便于运行操作和维修。

二、主要系统及设备（以典型双流环式密封油系统为例）

如图 7-3、图 7-4 所示，密封油系统主要由下列设备组成：

（1）密封油供油装置。

（2）排油烟风机。

（3）密封油贮油箱（空气侧回油箱）组。

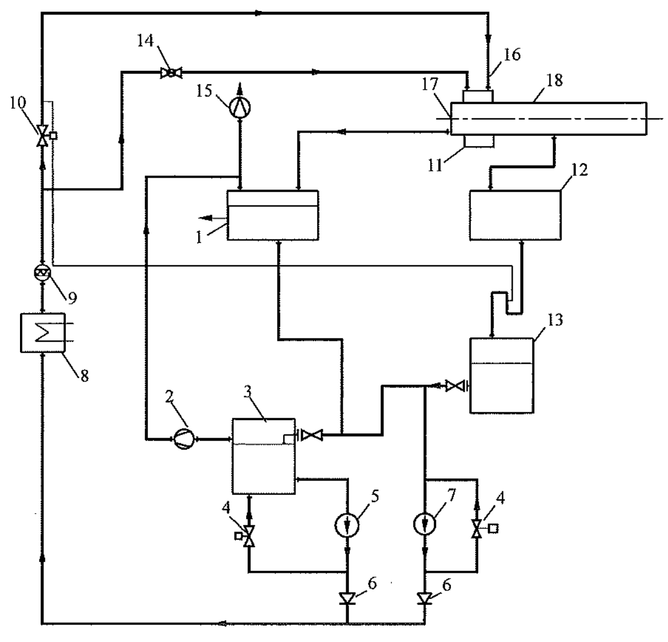


图 7-3　发电机密封油系统示意图

1—密封油贮油箱；2—真空泵；3—真空油箱；4—压力调节阀；5—主密封油泵；6—止回阀；7—备用密封油泵；8—密封油冷却器；9—密封油油过滤器；10—压力调节阀；11—密封环；12—发电机消泡室；13—氢气侧回油箱；14—浮动油流量阀；15—排油烟风机；16—密封环进油管；17—密封环空气侧排油管；18—密封环氢气侧排油管

（一）密封环

由于氢冷汽轮发电机的转子轴伸必须穿出发电机的端盖，因此，这部分成了氢内冷发电机密封的关键。密封环布置在密封环支座上，而密封环支座通过螺栓连接在支座法兰上并采取绝缘措施，防止轴电流流动。密封环沿轴线分成两半，这样不仅便于安装，而且能保证测量间隙和绝缘要求。密封环在轴颈侧衬有巴氏合金。密封环和转子轴之间的间隙内充有密封用的密封油。密封油系统中的油与汽轮机、发电机轴承使用的润滑油是一样的。密封油从密封环支座上的密封环室通过环上的径向孔和环形槽注入密封间隙。为获得可靠的密封效果，应保证环形油隙中的密封油压力高于发电机中的气体压力。从密封环的氢气侧和空气侧排出的油经定子端盖上的油路返回密封油系统。在密封油系统中，油经过真空处理、冷却和过滤后返回密封环。

在空气侧，压力油通过环形槽经数个径向孔进入密封环，以保证当发电机内气体压力较高时，密封环在径向仍能自由活动。在氢气侧，密封环的二次密封能够减少氢气侧的径向油流量，以保持氢气纯度的稳定。

（二）密封油供油装置

发电机轴密封所用的密封油来自密封油供油装置，密封油供油装置包括：①真空油箱（密封油箱），包括真空泵；②氢气侧回油控制箱（氢气侧回油箱或中间油箱）；③主密封油泵（2×100%）；④备用密封油泵；⑤油泵下游压力控制阀；⑥密封油冷却器（2×100%）；⑦密封油过滤器（2×100%）；⑧压力调节阀（2×100%）。上述主要设备均组装在一个集装装置上。

1. 密封油回路

正常运行期间，主密封油泵从密封油真空油箱中抽出密封油，然后通过冷却器和滤油器把密封油送到轴封。向轴封提供的密封油分别以大约相同的数量通过轴与密封环间的间隙流向轴封的氢气侧和空气侧。从轴封的空气侧排出的密封油直接流入轴承油回流管路，再返回到密封油真空油箱。

流向氢气侧的密封油则首先汇聚到发电机消泡室（前室），然后到氢气侧回油箱，提供 3 台密封油泵用于油的循环。如果主密封油泵因机械故障或电气故障不能运行，则主密封油泵就会自动工作。如果两台泵都出现故障不能工作，则密封油的供应由备用密封油泵完成而不会间断。因而密封油的供应是按独立系统设计的。

2. 真空油箱

真空油箱的油取自发电机轴承和空气侧密封油回油箱（密封油贮油箱）。真空油箱中的浮球液位控制阀（浮球阀）能够将油箱中的油位保持在预先设定的油位。当油位较低时，该阀能够从密封油贮油箱和氢气侧回油箱中引出油进行补充。真空泵能够使真空油箱

内的密封油保持在真空状态，还能够抽出密封油与氢气和空气接触时吸收的大部分气体，从而在很大程度上避免发电机内氢气纯度降低。

3. 密封油泵

在发电机转子轴端安装有密封环，以防止氢气从发电机泄漏到大气中。密封油泵用于向轴密封环提供密封油。系统中配置了三台密封油泵，其中两台为主油泵，并联连接、互为备用。另一台为备用危急油泵。密封油泵是三螺杆式油泵，一个双螺纹传动转子和两个从动惰轮螺杆紧密啮合在一起运行，在套管衬管内为狭窄间隙。泵的套管装有套管衬管，在传动端和非传动端用盖封堵。通过传动转子与从动螺杆的螺纹啮合，转子的螺旋通道在十分均匀地旋转。平衡活塞能补偿位于排出端螺纹齿根面上的轴向推力，这样可消除球轴承上的轴向推力。从动螺杆尺寸与传动转子的尺寸相配合，螺纹齿根面只传输引起液体摩擦的转矩，这可确保油泵运转相当平稳。螺杆泵通过联轴器由电动机驱动。电动机的转速和额定值要与油泵的输出流量和压头相匹配。两台主密封油泵在其入口侧相连并直接与真空油箱连接。当其中一台密封油泵处于运行状态时，另一台油泵保持待启动状态。若一台密封油泵不能使密封油达到规定压力，则备用密封油泵将自动启动。备用密封油泵直接与密封油贮油箱相连。当相应的密封油泵工作时，各密封油泵下游的密封油压力由各自的压力调节阀保持恒定。压力调节阀实质上是溢流阀。

4. 密封油压力调节阀

密封油压力超过发电机气体压力时，为确保轴封性能可靠、稳定工作，密封油压力分两级控制。在密封油泵出口的压力调节：按溢流阀原理工作的自动压力控制阀保持各密封油泵出口的密封油压力的稳定，调节阀根据事先设定好的油泵出口压力、调节密封油泵的旁路，即返回真空油箱的油量大小，以使密封油泵的下游形成较稳定的密封油压力。在密封环上游对密封油压的调节：在密封环上游设置了压差调节阀，保持氢气密封的密封油压力由压差调节阀进行控制。为了确保达到更好的可靠性，系统安装两个压差调节阀，两个压差调节阀设置成不同的控制压力，一个比另一个略低。流入轴密封环的密封油流量的大小，视调节阀的压差设定值而定，以使在轴封处形成所要求的密封油压力。

5. 密封油冷却器

两个全容量密封油冷却器均设计为板式热交换器，一台冷却器工作时，另一台为备用。两台冷却器的转换不会影响系统的运行。备用冷却器的油侧必须要充满油，为此，系统中设有旁路小阀门，在密封油系统正常工作时，有一小股油流过备用冷却器，以排出冷却器中可能存在的气体，使之充满油。

6. 密封油过滤器

密封油过滤器由两个100%容量的叠片自洁式过滤器及转换阀门组成。一个过滤器工作时，另一个过滤器为备用。两台过滤器的转换不会影响系统的运行。运行时可定时（如每天一次）转动过滤器上的清洁手柄360°或更多，以将滤芯上的杂质刮下，沉积在过滤器的底部，底部设排污阀门排出设备。备用过滤器的油侧必须要充满油，打开过滤器的排气阀可将过滤器中的气体排出。

（三）密封油排油管

1. 氢侧排油管

从密封环氢气侧排出的油进入发电机消泡室（前室）。在发电机消泡室中，油的流速将会减小，使残留气体的气泡逸出，消除油中的泡沫。然后，密封油从发电机消泡室流入氢气侧油箱，氢气侧油箱起阻挡气体外泄的作用。氢气侧回油箱中的浮球阀将真空油箱内的油位控制在预先设定的油位上，从而防止气体进入密封油系统。在正常运行时，氢气侧油箱的浮球阀处于开启状态，将氢气侧密封油返回密封油空气侧。由于密封油真空箱处于真空状态，流出氢气侧油箱的密封油将被吸入真空油箱。如流向真空油箱的流量过大，则从氢气侧油箱流出的油会流向密封油贮油箱。少量带有氢气的油流向贮油箱，不会对环境造成危险，因为密封油贮油箱与排油烟风机相连接，从而将油中的氢气排入大气。

2. 空气侧排油管

从轴密封环空气侧排出的密封油直接与轴承油混合后返流密封油贮油箱。

（四）密封环浮动油

为了保证密封环在较高的压力下能自由浮动，密封油系统中提供了密封环浮动油。浮动油作用于密封环的空气侧端面，其油压以抵消密封环氢气侧端面的氢气压力影响，防止因密封环卡涩而引起发电机转轴过大的振动。

浮动油的流量用流量调节阀来控制，流量调节阀的下游有一流量计，显示浮动油的流量。汽端和励端各有一流量调节阀和一流量计来控制浮动油流量。当流量调节阀出故障时，可手动打开流量调节阀的旁路阀来临时人工控制浮动流量。

（五）真空泵

（1）真空泵在真空油箱中建立负压，并排除密封油产生的气体。在真空油箱发出高油位报警信号时，为防止密封油进入真空系统，应立即断开真空泵的运行。

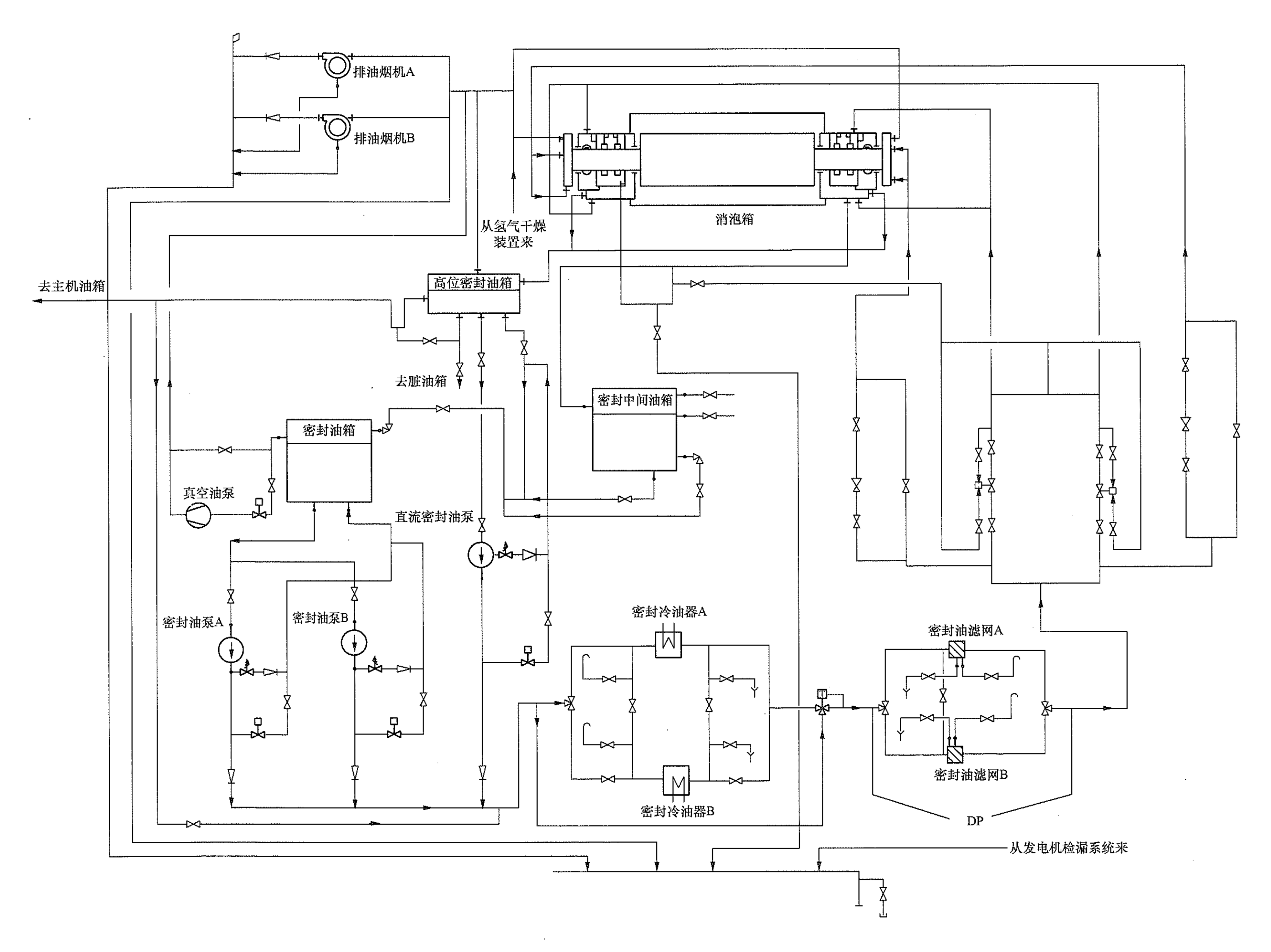


图 7-4　密封油系统流程图

（2）真空泵是一油密封旋转滑片式泵。驱动电动机直接用法兰安装到泵壳上，真空泵和电动机轴通过弹性联轴结构连接，所有轴承均为滑动轴承，采用强制油润滑。真空泵由若干个部件组装而成。所有部件均为销定位安装式，以保证易于拆卸。泵转子的拆卸，不需要使用专用工具。

（3）真空泵由一安装在泵壳中的偏心转子组成，转子配有两个滑片，紧贴泵壳孔的内表面，从而把泵室分成几个空间。每个空间的容积随着转子的转动周期性地改变。通过进气口和入口滤网吸入的气体经打开的进气口阀进入泵室。滑片关闭进气口后，室内的气体被推进压缩。注入泵室的油用于泵室壁和滑片端部之间的润滑和密封，同时也用于润滑和密封转子中的滑片。真空泵室中被压缩的气体通过废气排放阀被排入废气管。具有过滤油和清除机械杂质功能的滤油器把压缩气体中含的油与气体分离。为了防止蒸汽在泵室内凝结，在压缩周期开始时允许有预定量的空气（气体镇流），这将确保能够适合技术数据规定的水蒸气的要求。转动阀的手柄可打开或关闭气镇阀。另有极少量的二次气体进入泵室，其可产生消声效果并且能防止达到极限压力时出现敲击噪声（油锤）。

（4）真空泵停运时，用油压控制的真空安全装置把进气口阀阀盘压在进气口的阀座上。关闭与待抽真空的系统相连接的空吸管，使泵排气。泵排气所需要的空气从泵的储气器获得，这可避免外部空气进入真空系统。油压控制的进气口阀设计用于防止在关闭吸气管时空气漏入真空系统。内置式油位观察窗便于检查泵内的油位。

（六）排油烟风机

大型发电机多采用氢气冷却，因为氢气的热量传递性能优于空气，并且其密度较低，因此降低了通风损耗。但由于氢气的密度低，因此氢气的挥发性、渗透性极强，并且，由于不可能避免氢气泄漏到发电机轴承室内或在密封油贮油箱内积聚，因此，必须不断地将这部分氢气排出。排油烟风机的作用是防止氢气泄漏到汽机房内或汽轮机润滑油系统中去。废气从排油烟风机排出，然后经一条单独的直接穿过汽机房屋顶的排气管排入附近的空气中。排油烟风机不能与氢气系统共用一根排气管道，须有独立的排气管道。排油烟风机产生的负压用来排除系统内的废气，系统采用冗余结构，其功率满足连续运行的要求。

排油烟风机的调试在密封油系统注油之前进行。调试工作结束后，一台排油烟风机可运行，另一台备用。与排油烟风机连接的设备有发电机轴承室（励端和汽端）、密封油贮油箱和真空泵。

1. 发电机轴承室

励端和汽端轴承室内的负压能够防止发电机正常运行时产生的所有轴承油的油蒸汽通过挡油环泄漏到汽机房中。另外，排油烟风机还能清除当轴封失效时可能渗入到轴承室内的所有氢气。

2. 密封油贮油箱

流经密封油贮油箱的轴承油与密封油的混合油中含有少量氢气。这种混合油从发电机中排出后首先进入密封油贮油箱，由于排油烟风机的负压作用，逸出的氢气被排到大气中去，从而防止氢气大量进入润滑油系统。

3. 真空泵

真空泵用于清除密封油真空油箱内密封油中的空气和氢气。然后，这种混合气体由管道引到排油烟风机。

（七）密封油贮油箱（空气侧回油箱）

密封油贮油箱是发电机轴承油侧和空气侧密封油返回管路中的一个大直径管段。在轴承油供应系统投入运行之后，密封油贮油箱将一直保持部分充满，以确保密封油系统的连续运行。密封油贮油箱和密封油真空油箱通过管道相连。发电机轴承回油排油烟风机系统的排气装置能够使密封油贮油箱保持轻度真空，从而将油中析出的氢气排出油箱。

三、投运注意事项

密封油系统启动前检查及注意事项：

（1）系统已按检查卡检查完成，确认无误。

（2）各油泵进口油路通畅。

（3）密封油冷却器水侧已注满水，备用侧冷却器进水阀关闭，出水阀开启，且已注水正常。

（4）主机润滑油系统已运行正常，或密封油中间油箱、密封油箱及高位密封油箱油位正常。

四、设计分工范围

密封油系统的设计（包括系统流程、试验方法等）由发电机制造厂负责，主要设备、管路的布置及外部系统配合由设计单位负责。

五、设计技术要求

1. 典型设计参数（见表7-3）

表7-3　典型设计参数

密封油油质	汽轮机润滑油
密封瓦油量（L/min）	230
油氢压差（MPa）	0.055
密封瓦进油温度（℃）	46
密封瓦出油温度（℃）	≤70

2. 通用技术要求

（1）发电机的密封油系统采用集装式，配备性能良好的压差调节阀（采用进口设备），并采取有效措施防止密封油进入发电机内。密封油中的含水量小于 50mg/L

(配套真空处理装置)。供货方应提供测量取样点。

(2)油系统的油箱、管道、阀门(进口阀门除外)等部件采用不锈钢材料。

(3)设备接口、阀门、法兰间密封垫片应采用质密耐油并耐热的垫料,不得使用塑料垫或橡胶垫(包括耐油橡胶垫)和石棉垫片。

第三节 定子冷却水系统及设备

一、主要功能

定子绕组冷却水系统也称为定子冷却水系统或定子水系统。发电机定子绕组采用冷却水直接冷却,这将极大地降低最热点的温度,并可降低可能产生导致热膨胀的相邻部件之间的温差,从而能将各部件所受的机械应力减至最小。定子线棒中通水冷却的导管采用不锈钢导管,其余回路也采用不锈钢或类似的耐腐蚀材料制成。

定子冷却水系统的主要功能为:

(1)采用冷却水通过定子绕组空心导管,将定子绕组损耗产生的热量带出发电机。

(2)用水冷却器带走冷却水从定子绕组吸取的热量。

(3)系统中设有过滤器以除去水中的杂质。

(4)系统中设有补水离子交换器,以提高补水的质量。

(5)使用监测仪表仪器等设备对冷却水的电导率、流量、压力及温度等进行连续地监控。

(6)具有定子绕组反冲洗功能,提高定子绕组冲洗效果。

二、主要系统及设备

如图7-5、图7-6所示,定子冷却水系统主要由下列设备组成:

(1)定子冷却水供水装置,其中包括定子冷却水泵、冷却器、过滤器、监控仪器及阀门、管道等。

(2)定子冷却水箱。

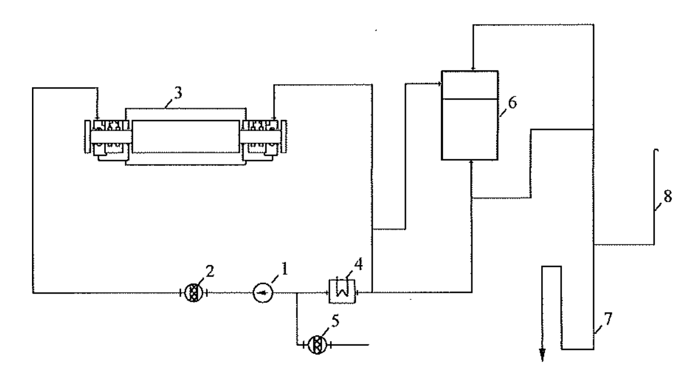


图7-5 定子冷却水系统示意图

1—定子冷却水泵;2—过滤器;3—发电机;4—冷却器;5—补水过滤器;6—定子冷却水箱;7—水封溢水管;8—排气管

(一)定子冷却水回路

从定子冷却水供水装置出来的冷却水经发电机入口中设置的过滤器进入发电机定子绕组的进水汇流管,再经过定子绝缘引水管进入定子绕组的不锈钢导水管。热水从定子绕组流出,经绝缘引水管、出水汇流管后,从发电机顶端流出发电机,回到定子冷却水供水装置,从而保证了发电机定子绕组及汇流管等始终充满冷却水。

在发电机入口管道处设有反冲洗管道,可对绕组进行反冲洗或通过旁路对绕组或管道进行清洗。

(二)定子冷却水

定子冷却水中不得含有影响系统材料和系统安全运行的污染物。因此,注入系统的水必须符合表7-4的要求。

表7-4 定子冷却水水质要求

电导率(μS/cm)	≤1
pH值	6~8
水中杂质	水中不得含有如联氨、吗琳、磷酸盐等化学物质

如果使用的定子冷却水不能满足上述质量要求,则必须通知专门部门进行检查和处理。

(三)氮气(N_2)

氮气用于吹扫系统中的空气。氮气的纯度推荐值应大于或等于99.99%(体积比),最小大于或等于99%,不得含有污染物(O_2、CO_2)。剩下的气体中不得含有腐蚀性污染物,也不得含有氨气(NH_3)和二氧化硫(SO_2)。

(四)定子冷却水泵

定子冷却水系统为一闭式循环系统,为保证发电机连续、可靠地运行,配有两台各为100%额定能力的离心泵使水循环流动,两台泵中必须选择一台为工作泵,另一台为备用泵。当工作泵出现故障时,备用泵将自动启动。泵由三相交流电动机驱动,由不同的系统供电以提高可靠性。

(五)过滤器

注入回路的除盐水及循环定子冷却水应不含能积聚和阻流颗粒。因此,主回路的水必须通过有一定过滤精度的过滤器。过滤器不需要也不能带有任何旁路。过滤器受污染的程度可由过滤器两端的压差变送器来确定。主回路过滤器设有两台,每台都可承担100%的水量,运行时可通过置换阀门进行切换。补水过滤器为单芯过滤器,位于补水系统的入口。

(六)冷却器

冷却器标准的设计应为两台,每台冷却器的输出为100%。该冷却器设计为不锈钢板式,所有浸湿表面为不锈钢材料,冷却器的定子水侧无旁路。当出现故

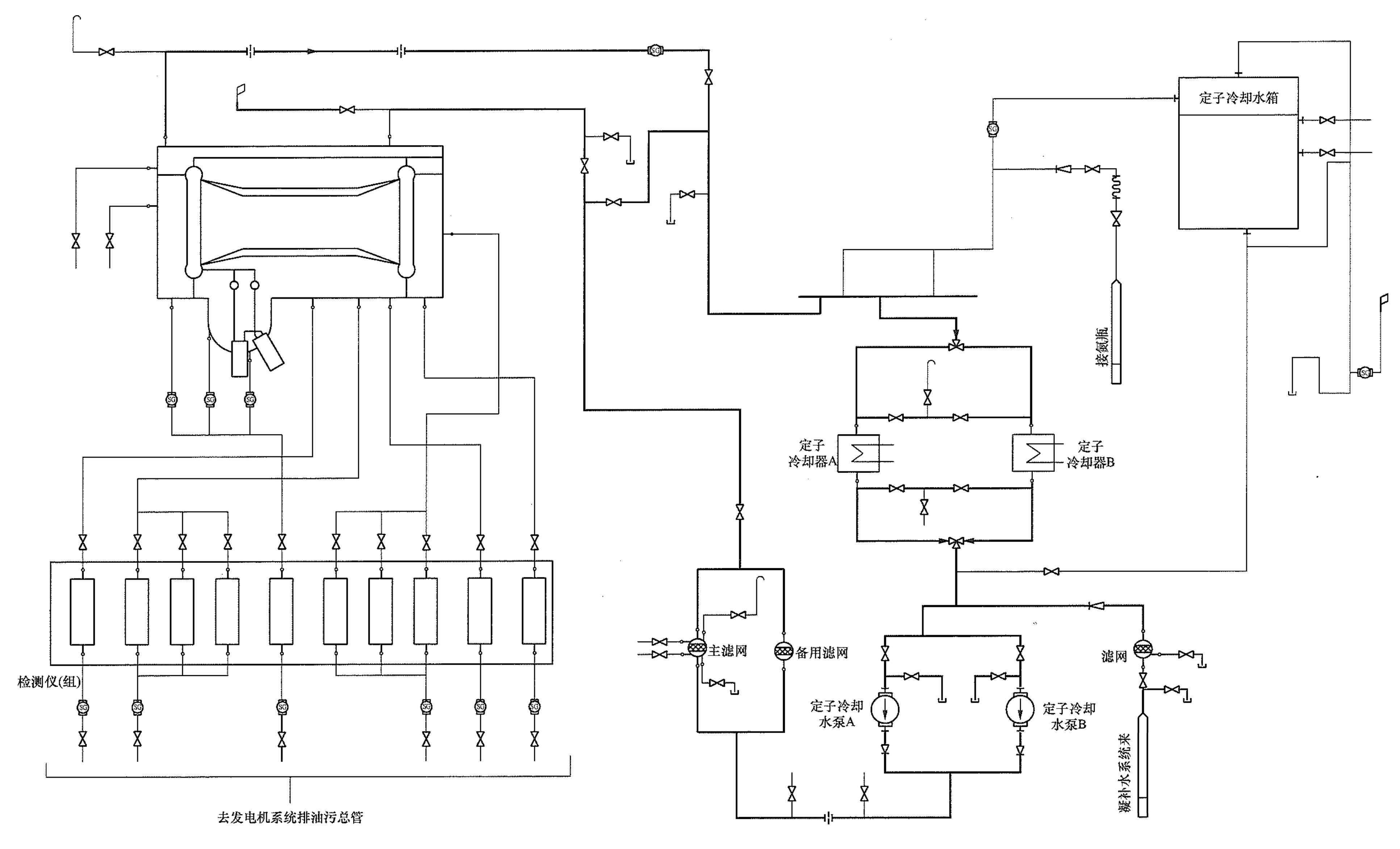


图 7-6　定子冷却水系统流程图

障时，另一台冷却器必须单独承担整个冷却水容量的水流。在冷却器的一次水侧热水入口处安装了并联管作为气泡分离装置，使水流平稳并放出气泡。冷却器旁路中一股小流量的水流连续地经连接管路流回定子冷却水箱，并将气泡分离装置中的气泡带到定子冷却水箱。

（七）定子冷却水箱

定子冷却水箱经给水管路与主回路连接，定子冷却水箱能吸收热胀冷缩导致水的容积发生变化，排出多余的水并起到换气和除气的作用。在发电机投入运行的过程中当向定子冷却系统注水时，定子冷却水箱临时满足了补充水的需要。通过定子冷却水箱的流量很小，该流量的作用是将主回路中的气泡带到定子冷却水箱。定子冷却水箱上设有液位计以观察水箱内的水位。当水位下降至最低水位以下时，报警信号被触发。由充水的U形封管将放水和排气结合在一起。这样，当定子冷却水箱中超压时，气体被排至排气口，使水可以在无压力的情况下被排放掉。该U形封管始终从补充水箱中重新注水。注水不需要维护和监测。在正常运行时，发电机内高压氢气通过绝缘引水管或由于少量泄漏，氢气渗入定子冷却水系统并聚集在定子冷却水箱内使水箱超压，压力将U形封管中的水柱向下压至能使排气管排放的点上。以后进入的氢气经过脱气管排出，不会造成压力上升。初次充水时可使用氮气通过定子冷却水装置上的气泡分离装置处的氮气接口对定子冷却水箱进行吹扫，排出系统内的空气。

（八）补给水

系统设计为连续小流量补水，以弥补系统中可能存在的水渗漏损失，并可提高冷却水的水质。补给水取自除盐水系统，该系统的水电导率很小并能满足定子冷却水系统要求。补给水进入主回路之前通过一个细过滤器并从定子冷却水泵的上游补入。水流量可通过调节阀手动控制并能够就地指示。如果除盐水系统中无压力，则回流被一止回阀关闭，从而避免除盐水的损失。补给水系统中设置了一离子交换器，当补给水的电导率达不到所规定的要求时，可打开离子交换器并打开旁路阀门，以减少离子的损耗。

三、投运注意事项

定子冷却水系统启动前检查及注意事项：

（1）系统按检查卡检查无误。

（2）电动机绝缘检测合格，接地装设良好。

（3）控制用气源及动力电源送上。

（4）定子冷却水箱水位正常，已充氮，压力正常。

（5）闭式循环冷却水系统已投入。

（6）发电机充氢前，定子冷却水箱内维持一个压力略高于大气压的氮气环境，约15kPa。

（7）正常运行中，定子冷却水箱上部的氮气，会逐渐被通过发电机定子冷却水聚四氟乙烯管扩散到定子冷却水中的氢气所取代，并通过一个U形管排出，保持不大于20kPa的压力。

四、设计分工范围

定子冷却水系统的设计（包括系统流程、试验方法等）由发电机制造厂负责，主要设备、管路的布置及外部系统配合由设计单位负责。

五、设计技术要求

1. 典型设计参数（见表7-5）

表7-5　　典型设计参数

额定冷却水流量（L/min）	2030
冷却水压力和发电机氢气压力的压差（MPa）	≥0.035
定子冷却水入口温度（℃）	45～50
定子冷却水出口温度（℃）	≤75
系统材料	过流部分均为不锈钢

2. 通用技术要求

（1）定子冷却水的温度范围为45～50℃，内冷水系统有自动调节装置，水温波动范围不大于±2℃，出水温度不大于85℃。

（2）水质要求：透明纯净，无机械混杂物，在水温为25℃时，其水质性能见表7-6。

表7-6　　水质性能

电导率（μS/cm）	2
pH值	6.0～8.0
硬度（μgE/L）	≤2
含氨量（NH_3）	微量

（3）定子冷却水系统装有用于断水保护的在线检测装置，该装置具有远传在线信号，包括用于保护用的断水信号。定子内冷却水允许断水时间为30s，供货方应提供发电机断水减负荷曲线。

（4）定子冷却水系统供发电机定子绕组冷却，采用集装式，为闭式独立水系统，散热器为板式，并备有“混合床”的离子交换器。

（5）采用闭式循环冷却水系统时，冷却器设计冷却水温度为38℃。定子冷却水的补给水采用凝结水，压力为6.4MPa。

（6）配备2台100%容量冷却水的冷却器，2台100%容量的水泵，包括管道和阀门及其他零部件，以及10%容量的除离子器。水-水冷却器的冷却水侧设计压力为1.0MPa，试验水压力为1.5MPa，水-水冷却器采用板式，换热面积应有5%的余量。

（7）冷却器进、出口设有就地温度计。

（8）在发电机内冷却水进水管处或出水管的直管段装设流量表，为了确保断水保护动作信号的可靠性，设置相互独立的3只水流量变送器、1只压力变送器和1只压差变送器。

（9）发电机内设有在线漏水监测装置，该装置具有远传在线信号（报警信号）。

（10）配备完整的控制和报警装置并分别备有远传和就地的信号设备。

（11）水系统中的阀门、法兰、管道、弯头、水泵、水箱等采用不锈钢抗水腐蚀材料。

（12）发电机管道设计有对定子绕组进行反冲洗装置，反冲洗管道上加装采用激光打孔的不锈钢过滤器。

（13）定子冷却水管道上的所有法兰均不得使用黑橡胶垫，均要求采用进口聚四氟乙烯板状垫。

第八章

主蒸汽系统设计

火力发电厂主蒸汽系统的主要功能是将锅炉过热器产生的主蒸汽从锅炉过热器出口联箱输送到汽轮机高压主汽阀前，主蒸汽系统同时还为轴封蒸汽系统（如有）和给水泵汽轮机（如有）提供汽源。主蒸汽管道输送的工质流量大、参数高，因此其对发电厂运行的安全性、可靠性和经济性影响很大，且对管道材料的要求也较高，因此在主蒸汽管道设计中除了必须满足的热力系统的各项给定条件和运行要求外，还应力求系统简单、安全可靠、运行方便、经济合理。

第一节　系　统　说　明

一、系统设计范围

主蒸汽系统的设计范围如下：

（1）从锅炉过热器出口联箱至汽轮机主汽阀前的管道。

（2）从主蒸汽管道接至汽轮机轴封蒸汽系统的管道接口（如有）。

（3）主蒸汽管道至给水泵汽轮机高压汽源接口的管道（如有）。

（4）主蒸汽管道的预暖管道（如有）。

（5）主蒸汽管道的疏水、放气管道。

（6）主蒸汽管道与高压旁路管道的分界线在主蒸汽旁路三通接口处。

（7）不包括过热器安全阀、安全阀管段及安全阀排汽管道（合同另有规定的除外）。

（8）不包括主蒸汽管道上装设的动力控制阀（PCV）及排汽管道（合同另有规定的除外）。

二、系统方案设计

（一）主蒸汽系统的种类

根据相邻机组间主蒸汽管道的连接形式，主蒸汽系统可分为如下几种类型：

1. 单母管制主蒸汽系统

单母管制主蒸汽系统是将全厂各台锅炉产生的新蒸汽引出，连接到一根主蒸汽母管上，然后从主蒸汽母管引出支管供给全厂各台汽轮机。单母管制主蒸汽系统如图 8-1 所示。

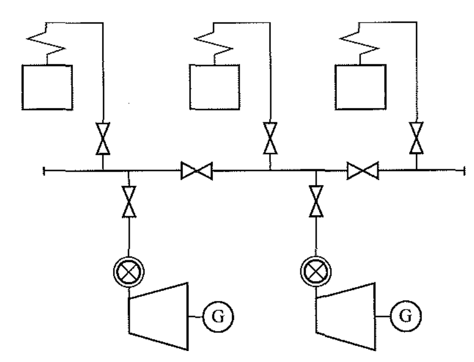


图 8-1　单母管制主蒸汽系统

单母管制主蒸汽系统的优点是系统中各台锅炉和汽轮机之间可以相互协调；其缺点是当与母管相连的任一阀门发生故障时，全部机组必须停机，影响全厂机组的可靠性，因此，通常采用阀门将母管分隔成多个区段，便于母管分段检修。单母管制主蒸汽系统广泛应用于小型火力发电机组，在大型机组上极少采用。

2. 切换母管制主蒸汽系统

切换母管制主蒸汽系统是将全厂各台锅炉与其对应的汽轮机组成一个单元，不同单元之间有母管相连，每个单元与母管之间有三个切换阀门相连。机炉正常按照单元制运行，当某单元的锅炉发生事故或检修时，可通过切换阀门由母管引来相邻单元的锅炉产汽，使事故锅炉对应的汽轮机仍可继续运行。切换母管制主蒸汽系统如图 8-2 所示。

切换母管制主蒸汽系统在正常运行时，切换母管应处于热备用状态。该系统的主要优点是兼顾运行可靠性和运行灵活性；其主要的缺点是系统复杂，初投资大，阀门数量多，发生故障的可能性较大。这种系统广泛应用于中参数机组或供热式机组，其切换母管的管径根据一台锅炉的最大连续蒸发量来选取。

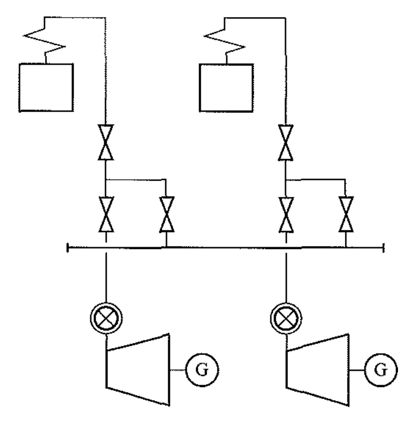


图 8-2　切换母管制主蒸汽系统

3. 单元制主蒸汽系统

单元制主蒸汽系统是将锅炉和汽轮机一一对应，组成一个单元。各单元之间没有母管相互连接。单元制主蒸汽系统如图 8-3 所示。

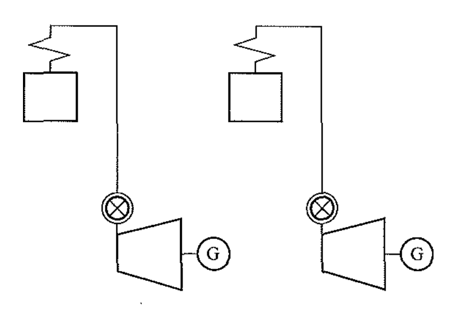


图 8-3　单元制主蒸汽系统

单元制主蒸汽系统的优点是系统简单，阀门数量少，管道简洁，有利于提高主蒸汽管道的安全可靠性；同时，可节省大量高温、高压的阀门和管道，大幅度降低工程投资。单元制主蒸汽系统的缺点是，当任何一台设备发生故障或停机时，整个单元都要停止运行，机组的运行灵活性较差。

我国电网容量较大，300、600、1000MW 超（超）临界机组成为主力发电机组，300MW 及以上机组由于主蒸汽管道的设计参数较高，选用的管道材质较为昂贵，通常均采用单元制主蒸汽系统。本章后续内容均主要讨论单元制主蒸汽系统。

（二）主蒸汽系统方案的拟定

主蒸汽系统方案的确定主要取决于汽轮机的热平衡图、锅炉过热器接口的数量及锅炉和汽轮机制造厂对主蒸汽系统的要求，并通过下列步骤进行方案拟定：

（1）根据初步选定的主蒸汽系统压降通过优化计算确定主蒸汽管道的规格（管径和壁厚）。

（2）除主蒸汽管道连接锅炉过热器出口和汽轮机主汽阀外，主蒸汽管道上应按系统需要留有至高压旁路管道、给水泵汽轮机高压汽源管道（如有）、轴封管道（如有）的接口。

（3）主蒸汽管道上不宜设置电动闸阀和流量测量装置（用户如有特殊要求或合同另有约定除外）。

（4）当主蒸汽管道采用双管布置时，可在靠近汽轮机的适当位置设置压力平衡管。对于设置部分容量旁路的机组，高压旁路阀前的管道可直接从主蒸汽压力平衡管上引出。

（5）在适当的位置设置主蒸汽管道的疏水系统和预暖系统。

（6）根据汽轮机制造厂对轴封蒸汽温度的要求确定是否需要设置主蒸汽至轴封蒸汽系统阀门站的蒸汽管道，超临界及以上参数机组主蒸汽一般不作为轴封的汽源。

（7）根据锅炉水压试验的需要，可在过热器出口处的主蒸汽管道上设置水压试验堵板或堵阀。

（三）设计参数

主蒸汽系统的设计参数应按下列原则进行选取：

（1）对于亚临界和超临界机组，主蒸汽管道的设计压力可取用锅炉最大连续蒸发量下过热器出口的工作压力。

（2）对于超超临界机组，主蒸汽管道的设计压力可取用主汽阀进口处设计压力的 105%（主汽阀入口处设计压力为汽轮机额定进汽压力的 105%）或取用主汽阀进口处设计压力加锅炉过热器出口至主汽阀的管道压降，两者取大值。

（3）主蒸汽管道的设计温度取用锅炉过热器出口蒸汽额定工作温度加上锅炉正常运行时允许的温度偏差。当无制造厂资料时，温度偏差值可取用 5℃。

第二节　常见系统设计方案

一、典型的系统方案

通常汽轮机有 2 只主汽阀，锅炉过热器出口联箱有 2 个或 4 个主蒸汽接口，单元制主蒸汽系统应根据实际接口数量进行设计，可设计成单管系统或双管系统。

单管系统是指将锅炉过热器出口联箱的 2 个或 4 个主蒸汽接口先合并为一根母管，然后分成两个支管分别接入汽轮机的 2 只主汽阀，最常见的是 1-2 或 2-1-2 的连接方式。单管系统的优点是合并为一根总管，因此有利于满足汽轮机两侧主汽阀汽温偏差和汽压偏差的要求，减小汽缸的温差应力；其缺点是总管的管径较大，每米管的质量较大，荷载集中，管系柔性较小，应力分析较为困难。

双管系统是指锅炉两侧过热器出口的蒸汽管道并不合并，而是通过两根主蒸汽管道分别接至汽轮机两侧主汽阀，最常见的是 4-2 或 2-2 的连接方式。双管系统的优点是管道单位长度质量较轻，荷载不集中，管系柔性较大，便于管道布置和应力分析；其缺点是

左右两侧管道介质存在温度和压力的偏差，可能使汽缸等高温部件因温度差而导致变形。GB/T 5578—2007《固定式发电用汽轮机规范》规定，如果两根或更多根平行管道向汽轮机任一端点供汽，则其中任何一根管子的蒸汽温度与另外任何一根的温差不宜超过17℃；只要波动时间在任一4h期间不超过15min，其温差不超过28℃应是许可的。

图8-4是典型的单管主蒸汽系统，其采用最常见的2-1-2的连接方式，接至高压旁路管道的支管从主蒸汽总管上接出，主管和支管的最低点设有疏水点。

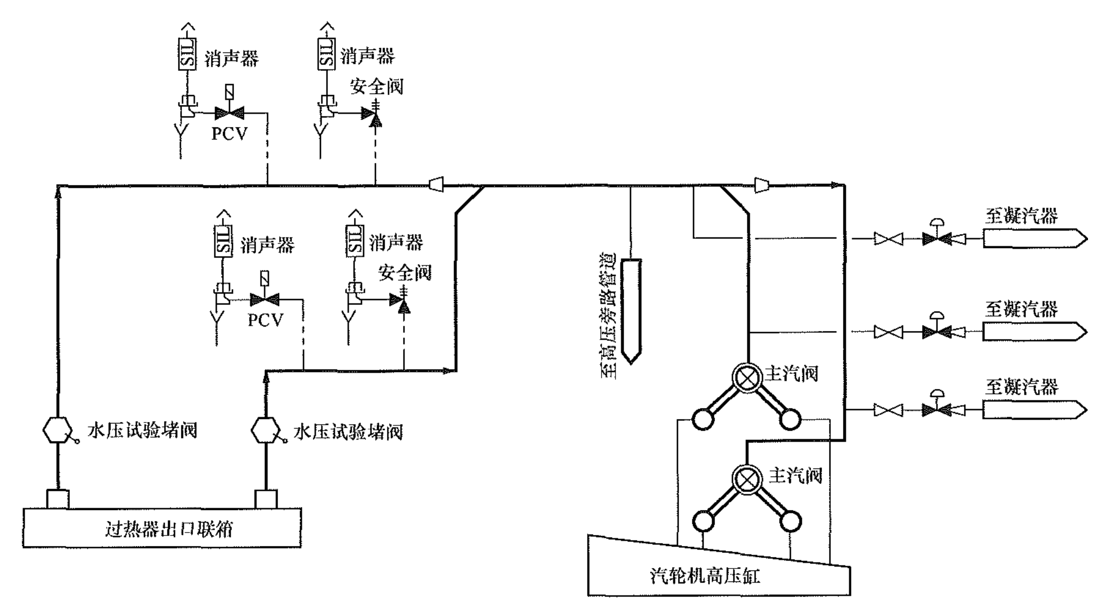


图8-4　典型的单管主蒸汽系统

二、主蒸汽系统常见的疏水和预暖方案

（一）疏水系统

主蒸汽系统应设有完善的疏水系统，防止发生主蒸汽管道系统发生不正常积水和汽轮机进水事故。主蒸汽系统疏水管道应单独接入疏水扩容器集管，不应与其他系统采用疏水转注或疏水合并。疏水管道和阀门的通流截面应按机组在各种运行工况下可能出现的最大疏水量考虑，并应考虑疏水管道能够在最小压差的情况下排出可能出现的最大水量。主蒸汽系统疏水管道内径不得小于25mm。

从锅炉出口至汽轮机主汽阀之间的主蒸汽管道，每个低位点都应设置疏水点，如果主蒸汽管道是分成几路分支管接入汽轮机，每路分支管和总管上及在靠近汽轮机主汽阀前的每段支管上都应设置疏水点。如果没有明显的低位点，应在靠近汽轮机侧末端的管段设置疏水点。

主蒸汽管道上每路疏水管道应串联装设两只阀门，其中至少应有一只阀门由集中控制室内的控制装置进行动力操作，并装有阀门的开关位置指示，以供运行人员掌握每只动力驱动疏水阀的开闭状态。另一只阀门在正常情况下通过闭锁或其他方法保持开启状态。主蒸汽管道动力操作疏水阀宜根据主蒸汽过热度控制开启和关闭。主蒸汽管道动力操作疏水阀门宜靠近接受疏水的容器侧设置。

（二）预暖系统

预暖管道的通流截面应根据主蒸汽管道的规格、长度、布置等因素综合考虑，主蒸汽管道的升温速率应满足机组启动的要求。

对于设置部分容量旁路，且旁路靠近汽轮机侧布置的机组，主蒸汽管道可不设预暖管道，由靠近汽轮机的低位疏水点兼做预暖功能；对于设置替代过热器安全阀功能的100%容量旁路，一般旁路靠近过热器联箱布置，可在汽轮机主汽阀入口前设置预暖管道，以满足汽轮机启动的要求。

三、主蒸汽系统管道组成件的选择

（一）管子

主蒸汽管道所用钢材应符合相关国家标准和行业标准。当需要采用新钢种时，应经有关部门鉴定后方可使用。当需要采用国外钢材时，应根据可靠资料经分析确认适合使用条件后才能使用。

主蒸汽管道材料的选择应满足热膨胀系数较小、导热率较大，且高温蠕变强度必须满足由于管道热膨胀而引起的热应力的要求。常用的管道材料有P22、P91、P92等。

主蒸汽管道应采用无缝钢管，无缝钢管主要分为内径控制管和外径控制管两种供货方式。内径控制管具有内径偏差小，介质流速及压降控制准确，单位长度质量轻，支吊架荷载小，管道柔度增加等优点，因

此对于主蒸汽管道的主管线通常采用内径控制无缝钢管，并按内径×最小壁厚订货，以精确控制管道压降。而外径控制管制造成本低，外径偏差小，有利于管道支吊架管部结构化，因此，外径控制管是火力发电厂中低压管道普遍使用的管道品种。主蒸汽管道的壁厚计算应符合 DL/T 5366—2014《发电厂汽水管道应力计算技术规程》中第 6 章的规定。设计温度在 600℃及以上的主蒸汽管道壁厚计算可留有氧化腐蚀裕度。主蒸汽管道宜采用工厂化配管。

（二）管件

主蒸汽管道所用的管道组成件应是符合相关国家标准和行业标准的成熟产品。重要的、新型结构的管件需另行设计制造时，应经有关部门鉴定后方可使用。

在布置条件允许的条件下，主蒸汽管道宜采用弯管。弯管宜采用中频加热成型方式，弯管的壁厚应按 DL/T 5366—2014《发电厂汽水管道应力计算技术规程》中 6.4 取用。弯管弯曲半径不宜取得过小，一般弯管弯曲半径 R 为 $3D$～$5D$（D 为管道的外径）。弯管制作的技术要求、圆度规定、试验方法和检验规则等按 DL/T 515《电站弯管》的规定执行。

弯管、弯头、异径管、三通、堵头等管件的材料应与所连接的管道材料一致。管件的尺寸、公差及技术要求应符合 DL/T 695《电站钢制对焊管件》的规定，锻制大直径三通应满足 DL/T 473《大直径三通锻件技术条件》的要求。弯管、弯头、三通和异径管等管件的通流面积不应小于相连接管道通流面积的 95%。

主蒸汽管道组成件的连接应采用对焊形式，焊接坡口应符合设计图纸或 DL/T 869—2012《火力发电厂焊接技术规程》中 4.3.3 的要求。

主蒸汽管道的三通形式可按表 8-1 选用。主蒸汽管道接管座、锻制三通和焊接三通的强度计算宜采用“面积补偿法”，热挤压三通的强度计算宜采用“压力面积法”。

表 8-1　主蒸汽管道三通形式选用表

项目	机组参数			
	超超临界参数	超临界参数	亚临界参数	亚临界以下参数
主蒸汽管道	锻制、热压	锻制、热压	锻制、热压	热压

（三）阀门

汽轮机主汽阀一般具有可靠的严密性，因此主蒸汽管道上通常不设电动主闸阀。如汽轮机主汽阀前的主蒸汽管道上设置电动主闸阀，则该闸阀应装设旁通阀。旁通阀通径宜为 DN25～DN50，且应根据汽轮机启动或试验要求选用。

当主蒸汽管道需做水压试验时，主汽阀应能承受管系的水压试验压力。当主蒸汽管道不做水压试验时，应在主蒸汽管道上靠近锅炉过热器出口侧设置水压试验堵板或堵阀。

管道疏水阀门按疏水量和阀门制造厂提供的不同压差下最大连续排水量进行选择。管道疏水阀门内部通流横截面面积应不小于连接管道横截面面积的 85%。

（四）监督段

主蒸汽管道应在直管段上设置监督段，主要用于对管道进行金相组织和硬度跟踪检验。监督段应选择该管系中实际壁厚最薄的同规格钢管，其长度约为 1000mm，监督段应包括锅炉蒸汽出口第一道焊缝后的管段。监督段上不应开孔和安装仪表插座，也不应安装支吊架。

（五）三向位移指示器

主蒸汽管道宜在热位移较大、测量方便的位置装设三向位移指示器。设计单位应在设计文件中注明三向位移指示器安装初热位移的理论计算值。

第三节　联锁条件

在机组启动、正常运行及事故过程中，运行人员在集中控制室内通过 DCS 及 DEH 控制系统严格监视及控制主蒸汽温度、主蒸汽压力及主蒸汽疏水阀。

一、主蒸汽压力

机组启动时根据主机的启动曲线控制主蒸汽压力。汽轮机并网前，主蒸汽压力由高压旁路来控制，当汽轮机并网后，DEH 控制汽轮机带一定的初始负荷，此后的升负荷过程由操作员通过选择“目标负荷”和“升负荷率”来完成，同时高低压旁路自动逐渐关闭。当机组正常运行后（大于稳燃负荷），即可投入单元机组协调控制系统。

机组正常运行时维持额定的主蒸汽压力。机组负荷变化时，采用定-滑-定的运行方式，压力-负荷的对应关系应根据主机制造厂提供的曲线运行。机组运行过程中蒸汽压力的调整也就是调整机组负荷的过程，根据外界负荷的需求，及时调整燃料量、给水量改变锅炉蒸发量，维持蒸汽压力在负荷对应的定压或滑压曲线范围内。在任何情况下都禁止超压运行，出现超压应尽快采取降压措施。

锅炉过热器出口联箱外的主蒸汽管道上设有压力控制的电磁泄放装置（PCV），它可以在集中控制室内由人工操作开启，也可根据蒸汽压力信号自动开启。

二、主蒸汽温度

为了调节和控制主蒸汽温度，在锅炉过热器减温器后、过热蒸汽出口联箱后、汽轮机主汽阀前都装有温度测点。集中控制室均有上述温度指示，当温度超过限制值时发出报警。过热器的蒸汽温度由两级减温控制，一级减温器位于低温过热器之后，二级减温器位于末级过热器之前。

主蒸汽温度的调整是通过调节燃料与给水的比例，控制汽包或中间点工质温度为基本调节手段，并以减温水作为辅助调节来完成的。当汽包或中间点工质温度变化较大时，应适当调整给水压力或煤水比例，以减小温度的偏差，控制主蒸汽温度正常。机组正常运行时，中间点温度控制作为粗调，一、二级减温器作为主蒸汽温度精调手段。

当出现下列情况之一时，应立即停机：

（1）主蒸汽温度突然下降 50℃及以上或主蒸汽温度下降超过规定值。

（2）两侧主汽阀前温差超过规定值。

三、气动疏水阀

主蒸汽管道气动疏水阀的开关通常由机组的负荷率控制。锅炉点火开始至机组带 10%负荷期间，主蒸汽管道气动疏水阀处于开启状态。机组负荷达到 10%时，联锁关闭主蒸汽管道气动疏水阀。

机组正常运行时主蒸汽管道气动疏水阀处于关闭状态。

机组停机负荷降到 10%时，联锁打开主蒸汽管道气动疏水阀。

汽轮机跳闸时，联锁打开主蒸汽管道气动疏水阀。

气动疏水阀除采用上述负荷率控制外，也可根据主蒸汽管道实测的过热度进行自动启闭。

第四节　设　计　计　算

一、管径计算

主蒸汽等高温、高压管道由于管径和壁厚比一般管道大得多，且管材的价格较高，因此管径大小对于工程的建设费用和运行费用影响较大。流速取值较高的管道可采用较小的管径，初投资费用降低，但是管道压降随之增大，运行费用将相应增加。因此，需综合考虑管道材料的价格和运行费用来优化确定主蒸汽管道的管径，同时，也应避免过高的介质流速给管道带来运行中的振动和噪声问题。

由于具体工程中实际情况比较复杂，相互差异较大，同时钢材和煤的价格变化情况较为复杂，因此，通常在设计中采用推荐的管道介质流速来计算管道的管径。不同国家对于主蒸汽管道的推荐流速范围不完全一样，我国 GB 50764—2012《电厂动力管道设计规范》和 DL/T 5054—2016《火力发电厂汽水管道设计规范》规定的主蒸汽管道介质推荐流速为 40～60m/s。选择合适的管道流速后，管道管径按式（8-1）计算，即

$$D_{\mathrm{i}} = 594.7\sqrt{\frac{q_{\mathrm{m}}v}{w}} \tag{8-1}$$

式中　D_{i}——管子内径，mm；

q_{m}——介质质量流量，t/h；

v——介质比体积，$\mathrm{m^3/kg}$；

w——介质流速，m/s。

由于主蒸汽管道压降对机组的热经济性有较大的影响，因此在初步确定管道管径和流速后，需进行管道压降的验算。管道压降计算方法应符合 DL/T 5054—2016《火力发电厂汽水管道设计规范》中第 7 章的规定。主蒸汽管道压降和温降应符合下列要求：

（1）锅炉过热器出口至汽轮机进口的压降，不宜大于汽轮机额定进汽压力的 5%，对于超临界及以上参数机组宜控制在 3.5%～5%。

（2）过热器出口额定蒸汽温度，对于亚临界参数机组，宜高于汽轮机额定进汽温度 3℃；对于超（超）临界参数机组，宜高于汽轮机额定进汽温度 5℃。

二、管道壁厚计算

主蒸汽管道直管和弯管的壁厚应按 DL/T 5054—2016《火力发电厂汽水管道设计规范》中第 5 章的规定计算。

1. 管道最小壁厚

对于 $\frac{D_{\mathrm{o}}}{D_{\mathrm{i}}} \leqslant 1.7$ 的管子，在设计压力和设计温度下所需的最小壁厚 s_{m}，按式（8-2）和式（8-3）计算：

（1）按管子外径确定壁厚时

$$s_{\mathrm{m}} = \frac{pD_{\mathrm{o}}}{2[\sigma]^t\eta + 2Yp} + C \tag{8-2}$$

（2）按管子内径确定壁厚时

$$s_{\mathrm{m}} = \frac{pD_{\mathrm{i}} + 2[\sigma]^t\eta C + 2YpC}{2[\sigma]^t\eta - 2p(1-Y)} \tag{8-3}$$

式中　s_{m}——管子最小壁厚，mm；

p——管子的设计压力，MPa；

D_{o}——管子外径，mm，取用包括管径正偏差的最大外径；

$[\sigma]^t$——钢材在设计温度下的许用应力，MPa；

D_{i}——管子最大内径，mm，取用包括管径正偏差和加工过盈偏差的最大内径，加工

过盈偏差取0.25mm；

Y ——修正系数，按表8-2取用；

η ——许用应力的修正系数，对于无缝钢管取1.0；

C ——腐蚀、磨损和机械强度要求的附加厚度，mm，对于超超临界参数机组的主蒸汽管道，计算中的腐蚀裕量的附加厚度不宜小于1.6mm，对于可能存在两相流的疏水管道，腐蚀和磨损裕量的附加厚度可取2mm。

表8-2 修正系数 Y 值

材料	温度（℃）					
	≤482	510	538	566	593	621
铁素体钢	0.4	0.5	0.7			
奥氏体钢	0.4				0.5	0.7

注 1. 介于表列中间温度的 Y 值可用内插法计算。
2. 当管子的 D_o/s_m 小于6时，对于设计温度小于或等于480℃的铁素体和奥氏体钢，Y 的计算公式为 $Y=\frac{D_i}{D_i+D_o}$。

2. 管子的计算壁厚

管子的计算壁厚应按式（8-4）计算，即

$$s_c = s_m + C_1 \tag{8-4}$$

式中 s_c ——管子计算壁厚，mm；

C_1 ——管子壁厚负偏差的附加值，mm，对于采用内径控制无缝钢管的主蒸汽管道壁厚负偏差为0，对于采用外径控制钢管的主蒸汽系统疏水、暖管等管道，按订货规范的壁厚负偏差取用。

3. 管子的取用壁厚

外径控制管应根据管子的计算壁厚，按管子产品规格中公称壁厚系列选取；内径控制管应根据管子的计算壁厚，遵照制造厂产品技术条件中的有关规定，按管子壁厚系列选取。但在任何情况下，管子的取用壁厚均不得小于管子的计算壁厚。管子的取用壁厚还应计入对口加工裕量，计入对口加工裕量的取用壁厚应符合下列规定：

（1）对于内径控制管，取用壁厚宜按式（8-5）确定，即

$$s_q = s_c + 0.5(A + 0.25) \tag{8-5}$$

式中 s_q ——管子的取用壁厚，mm；

A ——管子的内径正偏差，mm。

（2）对于外径控制管，取用壁厚宜大于或等于计算壁厚加0.5倍外径正偏差值。

三、管道坡切计算

管道通过坡切能保证水平管道在冷态和热态都具有一定的坡度，从而使机组在启动和停机过程中，管系能及时排除管道积水，保证管系和汽轮机的安全。

水平管道的安装坡度应根据疏放水和防止汽轮机进水的要求确定，并考虑管道冷、热态位移对坡度的影响，蒸汽管道的坡度方向应与汽流方向一致。在设计压力的饱和温度下，主蒸汽最小疏水坡度不应小于0.005。

1. 管道安装坡度 i 的计算

（1）如图8-5所示，水平管道从 A 点坡向 B 点，则可先用该水平管道上的弯头、三通、支吊架等计算节点将水平管道分段，并根据各分段起点、终点的冷、热态位移分别计算每段管道的最小安装坡度。

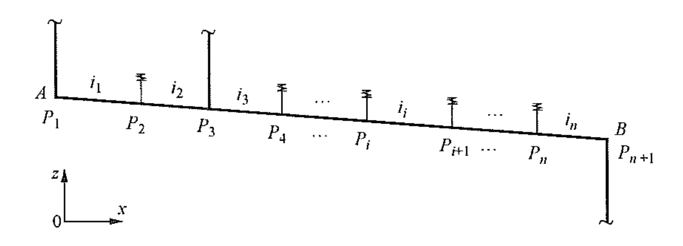


图8-5 水平管道分段计算坡度示意图

水平管道第 i 段的最小安装坡度 i_i 可取式（8-6）和式（8-7）中的最大值，即

$$i_{C(i)} = i_0 + \frac{\Delta z_{C(i+1)} - \Delta z_{C(i)}}{L_i} \tag{8-6}$$

$$i_{H(i)} = i_0 + \frac{\Delta z_{C(i+1)} - \Delta z_{C(i)} + \Delta z_{H(i+1)} - \Delta z_{H(i)}}{L_i} \tag{8-7}$$

$$i_i = \max\{i_{C(i)}, i_{H(i)}\} \tag{8-8}$$

式中 i_i——水平管道第 i 段最小安装坡度；

$i_{C(i)}$ ——水平管道第 i 段按冷态计算的最小安装坡度；

$i_{H(i)}$ ——水平管道第 i 段按热态计算的最小安装坡度；

i_0——在设计压力的饱和温度下要求的最小疏水坡度（对于主蒸汽、再热蒸汽管道不应小于0.005）；

$\Delta z_{C(i)}$ ——第 i 点的冷态位移（向上为正，向下为负），mm；

$\Delta z_{C(i+1)}$ ——第 $i+1$ 点的冷态位移（向上为正，向下为负），mm；

$\Delta z_{H(i)}$ ——第 i 点的热态位移（向上为正，向下为负），mm；

$\Delta z_{H(i+1)}$——第 $i+1$ 点的热态位移（向上为正，向下为负），mm；

L_i——第 i 段管道的水平方向投影长度，mm。

（2）水平管道 AB 取用的安装坡度 i 按式（8-9）取用，即

$$i \geq \max\{i_1, i_2, i_3, \cdots, i_i, \cdots, i_n\} \tag{8-9}$$

2. 坡切后弯头（或弯管）角度的计算

管道坡切时可将需要坡切的水平管道之前或之后的立管缩短，使水平管道两侧弯头（或弯管）成非标准 90°，坡切量和坡切后的弯头（或弯管）角度可采用下列方法计算。

（1）如图 8-6 所示，单水平管道坡切后两侧 A 点或 B 点弯头（或弯管）的角度 α 可按式（8-10）计算，即

$$\alpha = 90° - \arctan i \tag{8-10}$$

式中 i——A 点至 B 点的安装疏水坡度。

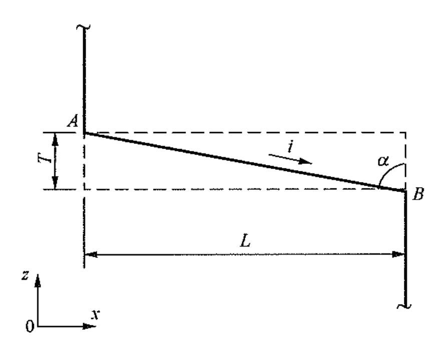


图 8-6 单水平管道坡切示意图

（2）如图 8-7 所示，水平管道从 A 点经 B 点坡向 C 点，坡切前 B 点带有 α_0 的弯头（或弯管）角度；如图 8-8 所示，在坡切后 B 点的弯头（或弯管）角度 α 可按式（8-11）计算，即

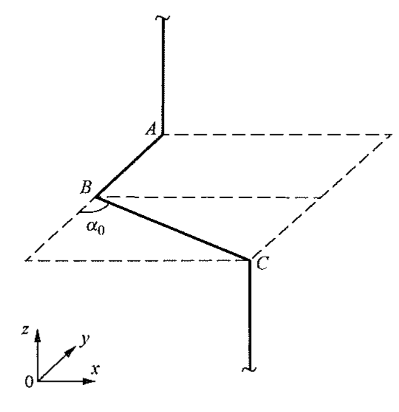


图 8-7 带 α_0 角水平管道坡切前示意图

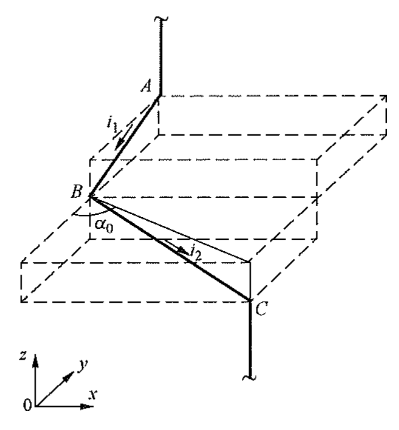


图 8-8 带 α 角水平管道坡切后示意图

$$\alpha = 180° - \arccos\left[\frac{-i_1 \times i_2 - \cos\alpha_0}{\sqrt{(1+i_1^2)(1+i_2^2)}}\right] \tag{8-11}$$

式中 i_1——A 点至 B 点的安装疏水坡度；

i_2——B 点至 C 点的安装疏水坡度；

α_0——水平管道坡切前的弯头（或弯管）角度，（°）；

α——水平管道坡切后的弯头（或弯管）角度，（°）。

四、主蒸汽系统疏水量估算

主蒸汽系统的全部疏水量可按汽轮机排入凝汽器总汽量的 2%进行估算。

五、应力计算

（一）应力计算的基本要求

管道应力计算的核心是管道的强度和刚度设计，它包括管道及管件的强度和刚度是否满足要求、管道对相连设备的附加力和力矩是否满足要求、如何合理地设置支吊架装置等多方面的内容。同时，由于主蒸汽管道的管径、壁厚较大，因此主蒸汽管道应力计算显得尤为重要，直接影响管系的安全可靠性。

管道应力验算主要包括管道在内压下的应力验算、管道在持续荷载下的应力验算、管道在偶然荷载作用时的应力验算和管系热胀应力范围的验算。管道应力验算方法按 DL/T 5366—2014《发电厂汽水管道应力计算技术规程》中第 7 章的要求执行，各工况下整个管系任意一点的应力都不应超限。

管道可按设备连接点或固定点分为若干计算管段，每个计算管段应包括所有管道组成件和支吊架，并构成独立管系统一进行应力计算。对于多个相互连接的管系应合并进行应力计算，若必须分开计算，应满足下列规定。

（1）主管和支管的刚度比宜大于 10。

（2）在支管应力计算时应计入主管在分支点处的附

加线位移和角位移。

（3）计入分支点处的应力增加系数，该点的应力应验算合格。

主管和支管的刚度比可用式（8-12）计算，即

$$\lambda=\frac{E_h(D_{ho}^4-D_{hi}^4)}{E_b(D_{bo}^4-D_{bi}^4)} \quad (8\text{-}12)$$

式中　λ——主管和支管的刚度比；

E_h——主管在运行温度下的弹性模量，MPa；

E_b——支管在运行温度下的弹性模量，MPa；

D_{ho}、D_{hi}——主管的外径、内径，mm；

D_{bo}、D_{bi}——支管的外径、内径，mm。

管道与设备或固定点相连接时，应计入管道连接点处的附加位移，包括线位移和角位移。应力计算应计入管道上各种类型支吊装置的作用，当支吊装置的根部固定在有位移的结构上时，应计入根部结构附加位移的影响。应力计算中的任何假设与简化，不应对分析计算结果的作用力、应力等产生不利或不安全的影响。

主蒸汽管道的应力计算范围应从锅炉联箱出口计算至汽轮机接口。如果主汽阀为浮动式，则主蒸汽管道应统一计算至高压缸接口。主汽阀、主调节阀为阀门组合体，形式较为复杂，在应力计算中应根据阀门的外形和结构形式将阀门模拟成一组刚性件参与计算，每个刚性件相应填写长度和分布质量。

在应力计算时，对于二级串联旁路，应将主蒸汽管道、高压旁路管道和低温再热蒸汽管道组成一个管系统一计算。

管道在工作状态下由持续荷载产生的轴向应力、由持续荷载和偶然荷载产生的轴向应力及管系热胀应力范围的验算方法应符合 DL/T 5366—2014《发电厂汽水管道应力计算技术规程》中 7.3 的规定。

管系在工作状态和冷态等稳态工况下对设备的推力和力矩的计算应符合 DL/T 5366—2014《发电厂汽水管道应力计算技术规程》中 7.5 的规定，其最大值应能满足设备安全承受的要求。当数根管道与设备相连时，管道在工作状态和冷态下的推力和力矩的最大值，应按设备和各连接管道可能出现的运行工况分别计算和进行组合。

管道设计时应通过管道布置及支吊架设置来降低管道热态应力和管道对设备的推力和力矩，不推荐采用冷紧的方法。如需采用冷紧，冷紧有效系数对工作状态取 2/3，对冷态取 1。冷紧口宜选择在便于施工（如靠近平台、梁柱等）和管道弯矩较小处。

由于主蒸汽管道采用内径控制管，按内径×最小壁厚进行订货，因此，在进行应力计算和支吊架荷载计算时，不能简单地按照内径和最小壁厚进行相应的计算，这样会导致整体管道质量和支吊架荷载变小，并大大偏离实际荷载值。在计算中，应根据各主蒸汽管道制造厂的内径和壁厚偏差值，并结合以往实际供货的偏差情况，选取合适的外径和平均壁厚值进行计算，以最大程度降低荷载偏差对管系带来的不利影响。

如管系需进行水压试验则在应力计算时应考虑水压试验时水的总质量。

（二）汽锤、地震、风荷载等偶然工况应力验算

主蒸汽管道在汽锤、地震、风荷载等偶然工况时的应力验算方法按 DL/T 5366—2014《发电厂汽水管道应力计算技术规程》中 7.3 执行。如果汽轮机进汽阀门关闭时间小于或等于 0.2s 时，则应考虑瞬态汽锤力对主蒸汽管道、弯管、约束装置和支吊架的影响。蒸汽汽锤力的大小主要取决于阀门关闭时间、管道长度和蒸汽流量，汽锤力对管系破坏作用的程度主要取决于汽锤力的大小和管系的刚度。在管系中适当位置装设刚性约束或阻尼器可起到控制汽锤力破坏的作用。

瞬态汽锤力对管系的影响的分析计算方法可分为静力法和动力法。

（1）汽锤力静力计算法通过计算压力变化值，进而计算出各管段上的不平衡力，然后代入静力计算程序进行应力分析，它是一种简化的汽锤力管道响应计算方法。

（2）汽锤力动力计算方法依据动量方程及连续性方程，求解管道内各时间分段点和各节点的流量和压力，进而求出管段上的不平衡汽锤力，然后采用频谱分析法或时程分析法求解管系对汽锤力荷载的响应。

地震荷载是由于地面的随机运动（加速度、速度和位移）产生的惯性荷载，一般火力发电厂管道设计可不考虑地震荷载，但当地震设防烈度为 8 度及以上或合同中已有明确规定时，应考虑地震对管道的影响。虽然地震时地面的水平和垂直运动同时存在，但一般认为水平地震力对管道的破坏起决定性作用，水平地震力的方向应取为使管道中应力水平最大的方向。地震荷载计算可以采用静力法或动力法。

（1）地震荷载静力计算法。静力法忽略了地震中管道支撑结构各部分响应的不同频率和阻尼，将管系视为一刚体，地震时各部分的加速度与地面加速度相同，此时，由重力 W 产生的水平惯性力 F 可由式（8-13）求得，即

$$F=W\frac{a}{g} \quad (8\text{-}13)$$

式中　a——地震时地面的最大水平加速度；

g——重力加速度。

静力法没有考虑管系固有频率对地震频率的动力响应特性，具有一定的局限性，只能作为简化计算。

（2）地震荷载动力计算法。动力法可分为反应谱法和时程分析法。

1）反应谱法建立了地震动力特性与管系动力特性之间的关系，由单质点体系的反应谱曲线得到质点在各震型下的地震荷载，再按均方根法对其进行组合，得到的是管系的地震响应最大值。这种分析方法保持了原有的静力理论形式，在求得管道上的分布惯性力后，再进行应力验算。

2）时程分析法是求解管系地震动力问题的另一种方法，时程法首先选定地面运动加速度曲线，通过数值积分求解基本动力方程，计算出每一时间分段处管道的位移、速度和加速度，从而描述出地震作用下，管道对地震的响应。对多自由度系统，通过振型分解，可将其分解为若干个广义的单自由度系统，求解各单自由度系统的时程响应后，再通过振型叠加得到多自由度系统的时程响应。

露天布置的主蒸汽、再热蒸汽管道宜考虑风荷载，作用于管道上的风荷载可看成作用于管道上的均布荷载，对于不同直径的管道，应按直径分段进行均布荷载的计算。垂直于露天管道表面上的风荷载标准值，按式（8-14）计算，公式中各参数的取用方法可参照GB 50009《建筑结构荷载规范》执行。

$$w_k = \beta_z \mu_s \mu_z w_0 \tag{8-14}$$

式中 w_k——风荷载标准值，kN/m^2；

β_z——z 高处的风振系数；

μ_s——风荷载体形系数；

μ_z——风荷载高度变化系数；

w_0——基本风荷载，kN/m^2。

露天布置的主蒸汽、再热蒸汽管道宜考虑雪荷载，露天管道的雪荷载的标准值可按式（8-15）计算，即

$$S_k = \mu_r S_0 \tag{8-15}$$

式中 S_k——雪荷载标准值，kN/m^2；

μ_r——管道顶面积雪分布系数，对圆形管道取 μ_r=0.4；

S_0——基本雪压，kN/m^2，应按GB 50009《建筑结构荷载规范》执行。

第五节　布　置　设　计

一、设计原则

随着火力发电厂机组容量和参数的不断提高，工程造价的控制越来越严格，对高温、高压蒸汽管道的布置设计和安装要求提出了更高的要求。主蒸汽管道布置的主要设计原则如下：

（1）管道布置需满足热力系统图中的各项给定的条件和运行要求。

（2）管道布置应在有限的空间中走向简洁，以最少的管道材料将管道布置成能完全满足系统运行要求，且流阻较小。

（3）管道应通过应力分析计算，具有自补偿能力，以吸收其热膨胀。

（4）管道的水平段应在热态和冷态时均保持足够的坡度，并在最低点设置疏水点，疏水通畅，满足防止汽轮机进水的要求。

（5）管道应合理设置支吊架装置，并应避免水击、减小振动。

二、具体要求

1. 主蒸汽管道总体布置

（1）主蒸汽管道采用单管混温有利于满足汽轮机两侧进口蒸汽温度偏差的要求，减小汽缸的温差应力，且有利于平衡汽轮机入口压力偏差，因此在管道采购条件允许的情况下，尽可能采用单管布置。

（2）主蒸汽主管道数量如为偶数，宜采用对称布置方式。

2. 主蒸汽管道管件和阀门布置

（1）主蒸汽主管系分支三通宜采用 Y 形三通或45°斜三通。管道布置不宜使工作介质的主流在三通内变换方向。

（2）当装有异径管的水平蒸汽管道坡度方向为大管坡向小管时，应在大管侧设置疏水点或偏心异径管。

（3）主蒸汽系统上的安全阀入口管应距上游弯头（管）起弯点不小于 8 倍管道内径的距离；当弯头（管）是从垂直向上而转向水平方向时，其距离还应适当加大。安全阀入口管距上下游两侧[除下游弯头（管）外]的其他附件也不应小于 8 倍管道内径的距离。

（4）两个或两个以上安全阀布置在同一管道上时，其间距沿管道轴向应不小于相邻安全阀入口管内径之和的 1.5 倍。当两个安全阀在同一管道断面的周向上引出时，其周向间距的弧长应不小于两安全阀入口内径之和。

（5）在同一根主管道上布置有多只安全阀时，应考虑在安全阀的所有运行方式下，其排放作用力矩对主管道的影响力求达到相互平衡。

3. 其他布置要求

（1）管道安装设计时应注意管道的对接焊口中心线距离管道起弯点不小于管道外径，且不小于100mm，距离支吊架边缘不小于 50mm。同一管道两个对接焊口间距离一般不得小于管道外径，且不小于

150mm。当管道公称直径大于500mm时，同管道两个对接焊口间距离一般不得小于500mm。

（2）疏水、放气、取样、仪表等通径较小的管道应采用接管座形式与通径较大的主管道连接，同时应具有足够的柔性，避免小管道承受过大的应力。

（3）接至疏水扩容器集管上的各疏水管道的布置应按压力顺序排列，压力低的靠近扩容器侧，并应与总管道轴线成45°角，且出口朝向疏水扩容器。

（4）管道在冷态和热态工况下考虑保温厚度后与墙、梁、柱、设备之间的净空应满足DL/T 5054—2016《火力发电厂汽水管道设计规范》中6.1的规定。

三、常见的布置与安装形式

（1）主蒸汽管道布置主要与下列因素相关：

1）汽轮机和锅炉等设备的布置位置和接口数量。

2）相关厂房结构和设备的具体布置条件。

3）设备制造厂对相关管道、阀门的具体布置要求。

（2）对于600MW及以下的机组，常见的主蒸汽管道的布置为2-1-2形式，即主蒸汽管道接出锅炉联箱后在水平管道上布置PCV阀、安全阀、水压试验堵板或堵阀（如有）等，然后在锅炉炉前框架中合并为一个总管道，经煤仓间、除氧间沿C列附近接至汽轮机运转层下，主管道在汽轮机机头侧分为两路分别接至汽轮机主汽阀。

（3）对于1000MW机组，主蒸汽管道常见的方案是采用双管分别从过热器联箱接至主汽阀和中压联合汽阀。如果过热器联箱有4个接口，则宜先由4路合并为2路然后接至汽机房。

第九章

再热蒸汽系统设计

火力发电厂再热蒸汽系统的主要功能是将在汽轮机做过功的蒸汽重新送入锅炉加热，并将加热后的蒸汽再送回汽轮机继续做功，因此再热蒸汽系统主要由锅炉再热器进、出口与汽轮机相连的低温再热蒸汽系统和高温再热蒸汽系统组成。

再热蒸汽管道与主蒸汽管道相比，输送的工质压力较低，管径更大、壁厚较薄；高温再热蒸汽管道的压降对火力发电厂运行经济性影响较大，对管道材料的要求也很高。

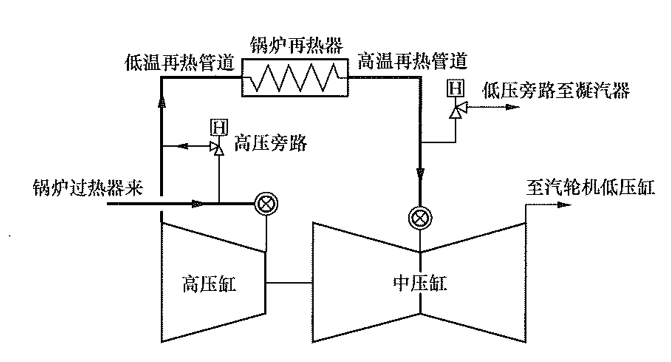


图 9-1　一次再热机组再热蒸汽系统示意图

第一节　系　统　说　明

对于一次再热机组，再热蒸汽系统如图 9-1 所示。低温再热蒸汽管道将汽轮机高压缸排汽口排出的蒸汽输送到锅炉再热器入口联箱。高温再热蒸汽管道将在锅炉再热器加热后的再热蒸汽从锅炉再热器出口联箱输送到汽轮机中压主汽阀前。

对于二次再热机组，再热蒸汽系统如图 9-2 所示。一次低温再热蒸汽管道将汽轮机超高压缸排汽口排出的蒸汽输送到锅炉一次再热器入口联箱，经一次再热后的蒸汽由一次高温再热蒸汽管道送至汽轮机高压主汽阀前；二次低温再热蒸汽管道将汽轮机高压缸排汽口排出的蒸汽输送到锅炉二次再热器入口联箱，经二次再热后的蒸汽由二次高温再热蒸汽管道送至汽轮机中压主汽阀前。

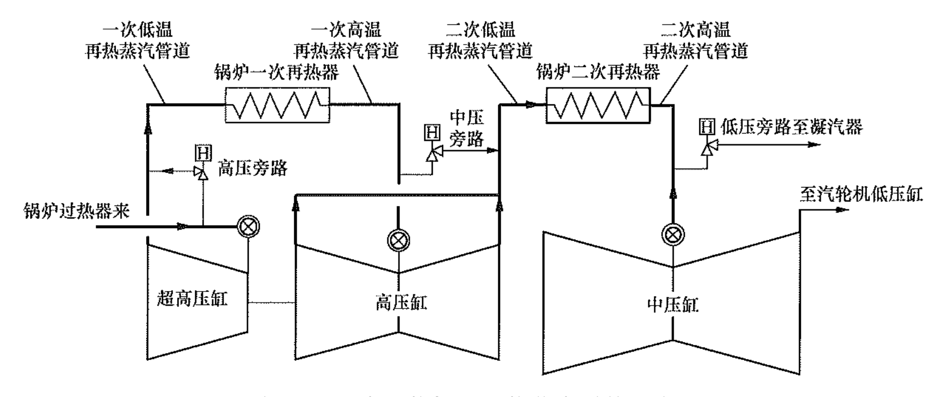


图 9-2　二次再热机组再热蒸汽系统示意图

由于二次再热机组的低温再热和高温再热蒸汽系统设计、典型方案、管道组成件选择、联锁条件、设计计算及布置设计等均可参照一次再热机组相应的低温再热和高温再热蒸汽系统，因此，本章均以一次再热机组为例介绍再热蒸汽系统的相关设计。

一、系统设计范围

1. 低温再热蒸汽系统的设计范围

（1）从汽轮机高压缸排汽接口至锅炉再热器入口联箱的管道。

（2）低温再热蒸汽管道至给水泵汽轮机高压汽源接口的管道（如有）。

（3）从低温再热蒸汽管道接至汽轮机轴封蒸汽系统的管道接口（如有）。

（4）汽轮机高压缸排汽通风阀管道（如有）。

（5）低温再热蒸汽管道的疏水、放气管道。

（6）低温再热蒸汽管道与高压旁路、抽汽、辅助蒸汽、热网等用户的分界线在低温再热蒸汽主管三通

接口处。

（7）不包括再热器安全阀、安全阀管段及安全阀排汽管道（合同另有规定的除外）。

2. 高温再热蒸汽系统的设计范围

（1）从锅炉再热器出口联箱至汽轮机中压联合汽阀前的管道。

（2）高温再热蒸汽管道的预暖管道（如有）。

（3）高温再热蒸汽管道的疏水、放气管道。

（4）高温再热蒸汽管道与低压旁路的分界线在高温再热蒸汽管道主管三通接口处。

（5）不包括再热器安全阀、安全阀管段及安全阀排汽管道（合同另有规定的除外）。

（6）不包括高温再热蒸汽管道上装设的动力控制阀（PCV）及排汽管道（合同另有规定的除外）。

二、系统方案设计

（一）再热蒸汽系统方案拟定

再热蒸汽系统方案的确定取决于汽轮机的热平衡图、高压缸排汽口数量、锅炉再热器接口的数量，以及锅炉和汽轮机制造厂对再热蒸汽系统的要求，并通过下列步骤进行方案拟定：

（1）根据初步选定的低温再热蒸汽系统和高温再热蒸汽系统压降，通过优化计算确定低温、高温再热蒸汽管道的规格（管径和壁厚）。

（2）低温再热蒸汽管道上应按系统需要留有至抽汽管道、给水泵汽轮机高压供汽管道（如有）、轴封蒸汽管道（如有）、辅助蒸汽管道、高压缸排汽通风管道和其他用户的接口，以及与高压旁路出口管道相连接的接口。高压缸排汽管道上宜设置动力操作的止回阀。在锅炉制造厂有要求时，进入再热器入口联箱前的低温再热蒸汽管道上可设置再热器减温器。

（3）对于采用二级串联旁路的机组，高温再热蒸汽管道上应留有至低压旁路管道的接口。

（4）当高温再热管道采用双管布置时，可在靠近汽轮机的适当位置设置压力平衡管。

（5）根据相关规程的要求，在适当的位置设置再热蒸汽管道的疏水系统和预暖系统。

（6）根据锅炉水压试验的需要，可在再热器进、出口的再热管道上设置水压试验堵阀。

（二）设计参数

再热蒸汽系统设计参数应按下列原则进行选取：

（1）再热蒸汽系统设计压力宜取用汽轮机最大计算出力工况（调节汽阀全开，VWO）下热平衡中高压缸排汽压力的 1.15 倍。

（2）高温再热蒸汽管道设计温度应取用锅炉再热器出口蒸汽额定工作温度加上锅炉正常运行时允许的温度偏差，当无制造厂资料时，温度偏差值可取用 5℃。

（3）低温再热蒸汽管道设计温度宜取用汽轮机最大计算出力工况下高压缸排汽参数，等熵求取在管道设计压力下的相应温度。如制造厂有特殊要求，该设计温度应取用可能出现的最高工作温度。

第二节　常见系统设计方案

一、典型的系统方案

（一）典型的低温再热蒸汽系统

（1）通常汽轮机有 1 个或 2 个高压缸排汽接口，锅炉再热器入口联箱有 2 个低温再热蒸汽管道接口，低温再热蒸汽系统应根据实际接口数量进行设计，且宜设计成 1-2、2-1-2 的连接方式。

（2）典型的低温再热蒸汽系统如图 9-3 所示。

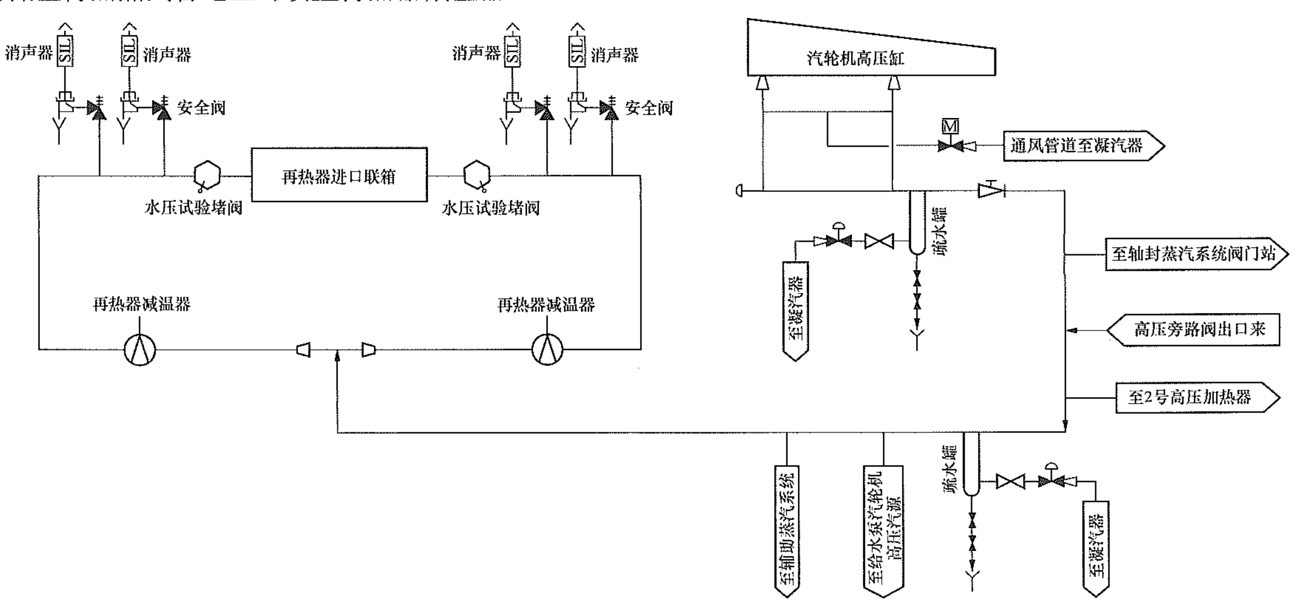


图 9-3　典型的低温再热蒸汽系统图

（3）根据汽轮机制造厂对机组启停的要求确定是否设置高压缸排汽通风阀管道。通风阀管道从高压缸排汽止回阀之前接出，排入凝汽器。

（4）对于采用一级大旁路的机组，低温再热蒸汽系统中无高压旁路接口，可根据汽轮机制造厂的要求确定是否设置高压缸排汽气动止回阀。

（二）典型的高温再热蒸汽系统

（1）通常汽轮机有 2 个中压主汽阀，锅炉再热器出口联箱有 2 个或 4 个高温再热蒸汽管道接口，高温再热蒸汽系统应根据实际接口数量进行设计，且宜设计成 2-1-2、4-2 的连接方式。

（2）典型的高温再热蒸汽系统如图 9-4 所示。

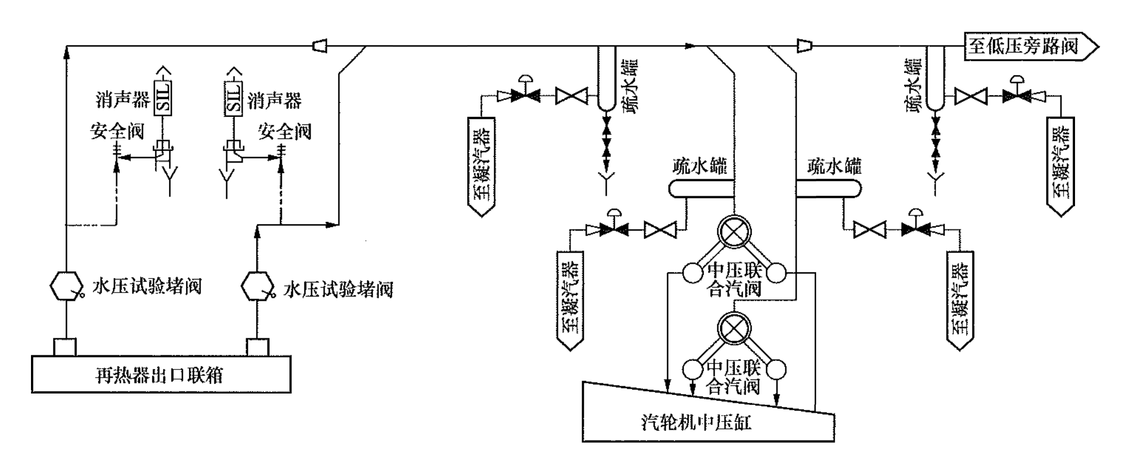


图 9-4　典型的高温再热蒸汽系统图

（3）对于采用一级大旁路的机组，高温再热蒸汽系统中无低压旁路接口。

二、再热蒸汽系统常见的疏水和预暖方案

再热蒸汽系统与主蒸汽系统一样，也应设有完善的疏水系统，防止管道系统发生不正常积水和汽轮机进水事故。再热蒸汽系统疏水管道应单独接入疏水扩容器集管，不应与其他系统采用疏水转注或疏水合并。疏水管道和阀门的通流截面应按机组在各种运行工况下可能出现的最大疏水量考虑，并应考虑疏水管道能够在最小压差的情况下排出可能出现的最大水量。高温再热蒸汽疏水管道内径不得小于 25mm，低温再热蒸汽疏水管道内径不得小于 51mm。

预暖管道的通流截面应根据主管道规格、长度、布置等因素综合考虑，主管道的升温速率应满足机组启动的要求。

（一）低温再热蒸汽系统疏水

（1）低温再热蒸汽管道可能因喷水减温装置误操作或泄漏引起汽轮机进水，每根低温再热蒸汽管道的低位点应设置疏水，在靠近汽轮机高压缸排汽口侧的管道低位点应设置疏水罐。如果在低温再热蒸汽管道上有一个低位点不靠近高压缸排汽口，且又在减温器或加热器抽汽管的上游部位，则在该低位点应增设疏水罐，以加强保护作用。

（2）疏水罐直径应不小于 DN150，长度应能满足安装水位测点的要求。每个疏水罐至少设有两个水位开关。第一水位（高水位）使集中控制室高水位报警装置报警并全开疏水阀，且任何时候疏水罐内检测到有水，则禁止远方手动控制疏水阀关闭。第二水位（高高水位）使集中控制室高高水位报警装置报警。典型的低温再热蒸汽管道疏水罐系统如图 9-5 所示。

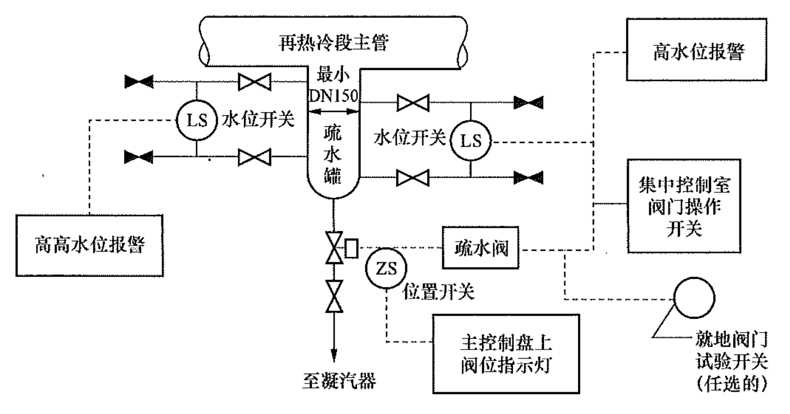


图 9-5　典型的低温再热蒸汽管道疏水罐系统

（3）低温再热蒸汽管道靠近汽轮机接口处的水平管段上应设计一套监视管道内积水的检测系统，即在汽轮机排汽口后的水平管段某个截面的底部和上部各设置一组热电偶，根据这两个热电偶的温差排出进入低温再热蒸汽管道的积水。

（4）低温再热蒸汽管道疏水阀应能在集中控制室手动操作开启或关闭，且应在疏水罐出现高水位或低温再热蒸汽管道上下壁温出现温差时超越手动关闭位置而自动打开，在集中控制室内有疏水阀开、关或阀位指示。

（二）高温再热蒸汽系统疏水和预暖

（1）从再热器出口至汽轮机中压主汽阀之间的高温再热蒸汽管道，每个低位点都应设置疏水。在靠近汽轮机中压主汽阀的每根支管上应装设疏水罐，疏水罐的直径应不小于DN150，该罐可不设水位检测装置。

（2）高温再热蒸汽管道上每路疏水管道应串联安装两只阀门，其中至少有一只阀门由集中控制室内控制装置进行动力操作，并装有阀门的开关位置指示，以供运行人员掌握每只动力驱动疏水阀的开闭状态。另一只阀门在正常情况下通过闭锁或其他方法保持开启状态。高温再热蒸汽管道动力操作疏水阀宜根据高温再热蒸汽过热度控制开启和关闭。动力操作的疏水阀宜靠近接受疏水的容器侧设置。

（3）当低压旁路阀靠近汽轮机中压主汽阀布置时，高温再热蒸汽系统可不设预暖管道。

（三）给水泵汽轮机高压汽源系统（如有）疏水和预暖

（1）从低温再热蒸汽管道（或从主蒸汽管道）至给水泵汽轮机主汽阀之间的高压汽源管道，每个低位点都应设置疏水。在靠近给水泵汽轮机主汽阀的管道低点宜装设疏水罐，该罐设水位检测装置。疏水阀的控制方式可参考低温再热蒸汽管道的疏水阀。

（2）给水泵汽轮机高压汽源管道上每路疏水管道应串联安装两只阀门，其中至少应有一只阀门由集中控制室内控制装置进行动力操作，并装有阀门的开关位置指示，以供运行人员掌握每只动力驱动疏水阀的开闭状态。另一只阀门在正常情况下通过闭锁或其他方法保持开启状态。

（3）给水泵汽轮机主汽阀入口前宜设置预暖管道，以满足给水泵汽轮机启动的要求。预暖管道上设置节流孔板和手动隔离阀，并排至疏水扩容器。对于高压汽源管道疏水点靠近给水泵汽轮机布置的机组，高压汽源管道可不设预暖管道。

三、再热蒸汽系统管道组成件的选择

（一）低温再热蒸汽管道

（1）低温再热蒸汽系统管道材料的选择应结合低温再热蒸汽管道设计温度及高压缸最高允许排汽温度确定。常用的低温再热蒸汽管道材料有A672B70CL32和A106B，最高允许的使用温度为427℃。高压缸最高允许排汽温度大于427℃的汽轮机，可根据汽轮机制造厂提供的不同机型设计说明在可能超温的部位采用A691 Cr1-1/4 CL22或A691 Cr2-1/4 CL22电熔焊钢管。

（2）低温再热蒸汽系统的大口径管道宜采用电熔焊钢管。

（3）低温再热蒸汽管道的三通形式可按表9-1选用。

表9-1 低温再热蒸汽管道三通形式

低温再热蒸汽管道	机组参数			
	超超临界参数	超临界参数	亚临界参数	亚临界以下参数
	焊接	焊接	焊接	焊接、热压

（二）高温再热蒸汽管道

高温再热蒸汽管道组成件（包括管子、管件、阀门、监督段、三向位移指示器等）的选用要求与主蒸汽管道基本相同，详见本手册第八章第二节的相关内容。

第三节 联锁条件

在机组启动、正常运行及事故过程中，运行人员应在集中控制室内通过DCS及DEH控制系统严格监视和控制再热蒸汽压力/温度，高压缸排汽压力/温度，高压缸排汽通风阀、高压缸排汽止回阀及各疏水阀状态。不同的制造厂家、不同机型的联锁控制条件不完全相同，下面再热蒸汽系统的联锁条件是以某制造厂某机型的高中压缸联合启动设备为例，其中部分参数设定值给出示例值，具体的参数设定应符合设备制造厂的要求。

一、再热蒸汽压力和温度

启动升负荷过程中，严格按照主机厂的升温升压曲线控制高、低温再热蒸汽参数。

汽轮机采用高、中压缸联合启动，汽轮机冲转前，由高压旁路控制再热蒸汽的温度，由低压旁路维持稳定的中压缸冲转压力，即控制再热蒸汽压力在设定值。

正常运行时，再热蒸汽温度的调整主要通过改变烟气挡板的开度来实现。在事故情况及启、停炉过程中再热器入口温度超过允许值时，可通过减温水量进行调节。

再热蒸汽压力和温度具有以下保护内容：

（1）再热器出口压力超过规定一值时，报警。

（2）再热器出口压力超过规定二值时，自动打开再热器热段安全阀，并报警。

（3）高温再热蒸汽温度超过规定值时，超驰打开事故喷水阀门。

（4）再热蒸汽温度突降 50℃及以上或再热蒸汽温度下降超过规定值，应立即停机。

（5）两侧中压主汽阀前温差超过规定值时，应立即停机。

二、高压缸排汽压力和温度

（1）机组启动过程中并网前，通过低压旁路控制再热蒸汽压力，保证高压缸排汽止回阀后的低温再热蒸汽压力不大于 0.828MPa（a），防止机组并网后，因高压缸排汽温度过高而停机。

（2）机组并网后带 5%初负荷，控制高压缸排汽通风阀关闭，高压缸排汽建立压力，汽流顶开高压缸排汽止回阀。如果高压缸排汽温度大于 427℃或发电机并网，延迟 1min 后，高压缸调节级后压力与高压缸排汽压力的比值小于 1.7 则停机。

（3）机组正常运行期间，高压缸排汽压力不应超过最高排汽压力的 25%。高压缸排汽最高温度报警极限为 427℃。如果高压缸排汽温度达到 427℃极限，必须采用降低再热蒸汽压力或增加负荷等方法来降低高压缸排汽温度，否则将停机。

三、高压缸排汽止回阀

（1）机组在启动冲转至并网带 5%负荷期间，高压缸排汽止回阀处于关闭状态，高压缸排汽通风阀处于打开状态。机组并网后带 5%初负荷，控制高压缸排汽通风阀关闭，高压缸排汽建立压力，汽流顶开高压缸排汽止回阀。

（2）机组甩负荷时高压缸排汽止回阀关闭。

（3）机组正常运行时高压缸排汽止回阀处于打开状态，高压缸排汽通风阀处于关闭状态。

四、气动疏水阀

（1）再热蒸汽管道气动疏水阀的开关由机组的负荷率控制。机组启动前至 10%负荷区间内再热蒸汽管道气动疏水阀处于打开状态。机组负荷达到 10%时，联锁关闭再热蒸汽管道气动疏水阀。

（2）机组正常运行时再热蒸汽管道气动疏水阀处于关闭状态。

（3）机组停机负荷降到 10%时，联锁打开再热蒸汽管道气动疏水阀。

（4）汽轮机甩负荷时，联锁打开再热蒸汽管道气动疏水阀。

（5）高温再热蒸汽管道上的气动疏水阀除采用上述负荷率控制外，还可根据高温再热蒸汽管道实测的过热度进行自动启闭。

（6）低温再热蒸汽管道上的气动疏水阀除受机组负荷控制外，还根据疏水罐水位信号控制其开关。当疏水罐的水位达到高水位时，对应的疏水阀自动打开并报警；当疏水罐的水位达到高高水位时，再次报警。当疏水阀由于高水位而处于开启位置时，手动将不能关闭疏水阀。

第四节　设　计　计　算

一、管径计算

高、低温再热蒸汽管道与主蒸汽管道相同，通常也是根据推荐的管道介质流速来初步确定管径规格。根据 GB 50764—2012《电厂动力管道设计规范》和 DL/T 5054—2016《火力发电厂汽水管道设计规范》的规定，高温再热蒸汽管道介质推荐流速为 45～65m/s，低温再热蒸汽管道介质推荐流速为 30～45m/s。

选择合适的管道流速后，管道管径按本手册第八章中式（8-1）计算。

再热蒸汽管道的介质是已经汽轮机高压缸做功的蒸汽，再送至锅炉加热，相对压力较低，温度较高，该管道的压降对机组经济性的影响比主蒸汽的影响大得多，因此需对高、低温再热蒸汽管道提出更严格的压降要求。再热蒸汽管道压降和温降应符合下列要求：

（1）从汽轮机高压缸排汽口经再热器至汽轮机中压主汽阀前的再热蒸汽系统总压降，对于亚临界及以下参数机组，宜按汽轮机额定功率工况下高压缸排汽压力的 10%取值，其中低温再热蒸汽管道、再热器、高温再热蒸汽管道的压降宜分别为汽轮机额定功率工况下高压缸排汽压力的 1.5%～2.0%、5%、3.0%～3.5%；对于超临界及以上参数机组，再热蒸汽系统总压降宜在汽轮机额定功率工况下高压缸排汽压力的 7%～9%范围内确定，其中低温再热蒸汽管道、再热器、高温再热蒸汽管道的压降宜分别为汽轮机额定功率工况下高压缸排汽压力的 1.3%～1.7%、3.5%～4.5%、2.2%～2.8%。

（2）再热器出口额定蒸汽温度宜比汽轮机中压缸额定进汽温度高 2℃。

二、管道壁厚计算

（1）低温再热蒸汽管道通常采用电熔焊钢管，并采用外径控制管的方式供货，其壁厚计算详见本手册第八章第四节中关于外径控制管的壁厚计算方法。在计算壁厚时，电熔焊钢管（低温再热）的壁厚计算负偏差取所用板材的厚度负偏差，但不应小于 0.5mm。

（2）高温再热蒸汽管道与主蒸汽管道相同，通常采用内径控制管，其壁厚计算详见本手册第八章第四节中关于内径控制管的壁厚计算方法。在计算壁厚时，高温再热蒸汽管道的腐蚀裕量的附加厚度可取 1.6～2mm。

（3）当低温再热蒸汽管道采用直缝电熔焊钢管，并在蠕变温度范围内运行时，最小壁厚应采用式（9-1）计算。

当直管外径确定时

$$s_m = \frac{pD_0}{2[\sigma]^t \eta W + 2Yp} + C \qquad (9\text{-}1)$$

式中　W——焊接钢管强度减小系数，按表 9-2 选用。

其他符号的含义与本手册第八章第四节中式（8-2）相同。

表 9-2　　焊接钢管强度减小系数

钢种	相应温度下焊接钢管强度减小系数[1]										
	371℃	399℃	427℃	454℃	482℃	510℃	538℃	566℃	593℃	621℃	649℃
碳钢[2]	1.00	0.95	0.91	NP	NP	NP	NP	NP	NP	NP	NP
铬钢[3]0.5Cr～5Cr			1.00	0.95	0.91	0.86	0.82	0.77	0.73	NP	NP
铬钢[4]9Cr					1.00	0.73	0.68	0.64	0.59	0.55	0.50

① 相应温度下焊接钢管强度减小系数中 NP 表示“不允许”。

② 碳钢应进行焊后热处理。

③ 纵向焊接应该采用正火、正火＋回火，或者采用适当的亚临界焊后热处理。

④ 纵向焊接应该采用正火＋回火的焊后热处理方法。

三、疏水量计算

1. 高温再热蒸汽系统的疏水量

高温再热蒸汽系统的疏水量可按式（9-2）计算，即

$$q_{HR} = q_{MS} \times \frac{t_1 - 60}{t_2 - 60} \times \frac{D_2}{D_1} \qquad (9\text{-}2)$$

式中　q_{HR}——高温再热蒸汽系统的疏水量，t/h；

q_{MS}——主蒸汽系统的疏水量，t/h；

t_1——主蒸汽温度，℃；

t_2——高温再热蒸汽温度，℃；

D_1——主蒸汽管道内径，mm；

D_2——高温再热蒸汽管道内径，mm。

2. 低温再热蒸汽系统的疏水量

由于低温再热蒸汽管道上再热减温器、加热器、高压旁路减温器等出现故障时进入的水量将远大于疏水量，要求疏水管道能完全排除上述水源进入低温再热蒸汽系统的水量是不切合实际的。因此，一般低温再热蒸汽系统的疏水量可参考高温再热蒸汽系统的疏水量，并适当放大。

四、其他计算

再热蒸汽管道的坡切计算、应力计算的方法与主蒸汽管道相同。高温再热蒸汽管道在进行应力计算时，应注意下列问题：

（1）高温再热蒸汽管道应统一计算至中压缸接口。

（2）中压联合汽阀为阀门组合体，形式较为复杂，在应力计算中应根据阀门的外形和结构形式将阀门模拟成一组刚性件参与计算，每个刚性件相应填写长度和分布质量。

（3）高温再热蒸汽管道和低压旁路管道组成一个管系统一计算。

第五节　布　置　设　计

一、设计原则

再热蒸汽管道的布置设计原则与主蒸汽管道相同，详见本手册第八章第五节相关内容。

二、具体要求

再热蒸汽管道布置与主蒸汽管道布置的具体要求基本相同，详见本手册第八章第五节。除此之外，再热蒸汽管道布置还应符合下列具体要求：

（1）高压缸排汽气动止回阀应布置在水平管道上，对于两路高压缸排汽管道，气动止回阀可设置在

支管上，也可设置在两路合并后的总管上。

（2）当低温再热蒸汽管道上装有通向汽轮机中压缸的蒸汽管道时，该管道应从垂直管段接出。

三、常见的布置与安装形式

（1）再热蒸汽系统的管道布置主要与下列因素相关：

1）汽轮机和锅炉等设备的布置位置和接口数量；

2）相关厂房结构和设备的具体布置条件；

3）设备制造厂对相关管道、阀门布置的具体要求。

（2）对于600MW及以下的机组，常见的高温再热蒸汽管道的布置为2-1-2形式，即高温再热蒸汽管道接出锅炉联箱后在水平管道上布置PCV阀、安全阀、水压试验堵阀（如有）等，然后在锅炉炉前框架中合并为一个总管，经煤仓间、除氧间进入汽机房，主管在汽轮机机头侧分为两路分别接至汽轮机中压联合汽阀。

（3）对于1000MW机组，高温再热蒸汽管道常见的方案采用双管分别从再热器联箱接至汽轮机中压联合汽阀。如果再热器联箱有4个接口，则应先由4路合并为2路，然后接至汽机房。

（4）常见的低温再热蒸汽管道的布置为2-1-2形式（对应高压缸双排汽口）或1-2形式（对于高压缸单排汽口），即低温再热蒸汽管道在汽轮机下方接出，水平管道上布置高压缸排汽止回阀，从汽机房的底层或夹层接至C列附近，然后穿过煤仓间，进入锅炉区域，由总管分成2根支管，依次布置再热器减温器、安全阀、水压试验堵阀（如有）等，最终接入再热器入口联箱。

（5）高压缸排汽止回阀的布置应尽可能靠近高压缸排汽口，并符合汽轮机制造厂的相关要求。

（6）供给水泵汽轮机高压汽源（如有）的管道宜从低温再热管道的垂直段上或水平段的顶部接出。

（7）汽轮机高压缸排汽通风阀管道应从低温再热管道的垂直段上或水平段的顶部接出。

第十章

旁 路 系 统 设 计

汽轮机旁路系统是随着火力发电机组单元制和中间再热机组的出现而产生并发展起来的，是大容量中间再热机组不可或缺的重要组成部分，旁路配置的优劣将直接影响机组的安全性和经济性。因此，根据锅炉和汽轮机的机组特性、功能要求、技经比较等多方面因素来选择优化旁路，成为火力发电厂系统设计的一个重要内容。

第一节 系 统 说 明

一、系统设计范围

1. 一级大旁路的设计范围

（1）从主蒸汽管道旁路三通接口经一级旁路阀至凝汽器旁路接口的管道和阀门。

（2）管道和阀门系统的暖管、疏水、放气系统（如需要）。

2. 用于一次再热机组的高、低压二级串联旁路设计范围

（1）从主蒸汽管道旁路三通接口经高压旁路阀至低温再热蒸汽管道旁路三通接口处的管道和阀门。

（2）从高温再热蒸汽管道旁路三通接口经低压旁路阀至凝汽器旁路接口的管道和阀门。

（3）管道和阀门系统的暖管、疏水、放气系统（如需要）。

3. 用于二次再热机组的高、中、低压三级串联旁路设计范围

（1）从主蒸汽管道旁路三通接口经高压旁路阀至一次低温再热蒸汽管道旁路三通接口处的管道和阀门。

（2）从一次高温再热蒸汽管道旁路三通接口经中压旁路阀至二次低温再热蒸汽管道旁路三通接口处的管道和阀门。

（3）从二次高温再热蒸汽管道旁路三通接口经低压旁路阀至凝汽器旁路接口的管道和阀门。

（4）管道和阀门系统的暖管、疏水、放气系统（如需要）。

二、系统方案设计

（一）汽轮机旁路系统的功能

汽轮机旁路系统是中间再热机组热力系统的重要组成部分，是指锅炉产生的主蒸汽或再热蒸汽不通过汽轮机做功，而通过与汽轮机并联的减压减温装置直接排入再热器或凝汽器的管道系统。汽轮机旁路系统最基本的功能是协调锅炉的产汽量和汽轮机用汽量之间的不平衡。具体来说，汽轮机旁路可具有如下功能：

（1）机组启动时，通过汽轮机旁路系统的控制，使锅炉参数的主蒸汽和再热蒸汽参数与汽轮机金属温度状况相适应，以满足汽轮机冷态、温态、热态和极热态启动的要求，这样可缩短启动时间，控制汽轮机温差和温升速率，延长汽轮机的寿命。

（2）在锅炉点火、汽轮机冲转前，汽轮机高压缸无排汽，此时可通过汽轮机旁路系统将主蒸汽经减温减压后引入再热器，这样可使布置在烟气温度较高区域的再热器得到冷却保护，防止再热器干烧。

（3）平衡负荷瞬变过渡工况的剩余蒸汽。由于锅炉的允许降负荷速率比汽轮机小，而其允许的最低负荷又比汽轮机大，故将剩余蒸汽通过旁路系统排入凝汽器，能改善瞬变过渡工况时锅炉运行的稳定性，减少甚至避免锅炉安全阀动作，同时还能回收工质、降低噪声。

（4）在旁路容量允许的情况下，当汽轮发电机故障时，可采用停机不停炉的运行方式，或者电网故障时，机组带厂用电运行，有利于尽快恢复供电，提高电网的稳定性和机组的可用率。

（5）如果配有通流能力为100%容量的高压旁路系统，且能在1～3s内打开，并在阀门配置上符合相关规范的要求，则可以取代锅炉过热器安全阀的作用。

（6）对超临界及以上参数的机组，由于材料的高温氧化作用及机组启停时温度变化，会使受热面的氧化皮脱落，在主蒸汽中携带有四氧化三铁（Fe_3O_4）颗粒，对汽轮机的进汽口和叶片等处产生固体颗粒侵蚀，

流速越高，侵蚀就越严重，尤其在启动及甩负荷运行时更为突出。采用汽轮机旁路系统可以减少固体颗粒的冲蚀，增加运行安全性，降低更换高压进汽口及叶片的维修费用。

综上所述，满足启动要求、平衡剩余蒸汽和取代安全阀是旁路系统的三种重要功能，这些功能的取舍也是决定旁路形式和旁路容量的重要因素。汽轮机旁路的功能应根据机组在电网中的运行方式要求来确定：

（1）对于带基本负荷，且负荷变化率较小的机组可配置简易启动旁路，仅满足启动功能，该类型旁路投资费用最低。

（2）对于机组负荷变化率可能较大，且要求汽轮机旁路在机组快速降负荷和甩负荷情况下参与控制，以改善锅炉运行的稳定性时，可选择配置部分容量带运行联锁旁路。该类型旁路投资费用比简易启动旁路高。

（3）对于电网要求具有满负荷 FCB 功能，且要求机组可实现停机不停炉的功能，可采用全容量旁路，如根据相关规程高压旁路具有安全功能，则可取消锅炉过热器安全阀，该类型旁路可实现汽轮机旁路的所有功能，投资费用最高。

（二）汽轮机旁路系统的形式

汽轮机旁路系统较为常见的有一级大旁路系统、二级串联旁路系统、三级串联旁路系统等几种形式。

1. 一级大旁路系统

一级大旁路系统主蒸汽不进入汽轮机，经减压、减温后直接排入凝汽器，如图 10-1 所示。该系统的优点是结构简单，操作控制方便，投资较少；缺点是再热系统管道的暖管升温受到限制，不利于机组启动时温度匹配。同时，由于蒸汽未经过再热器系统，启动阶段再热器处于干烧状态，使锅炉再热器的材质、布置及再热器区烟气温度受到限制。

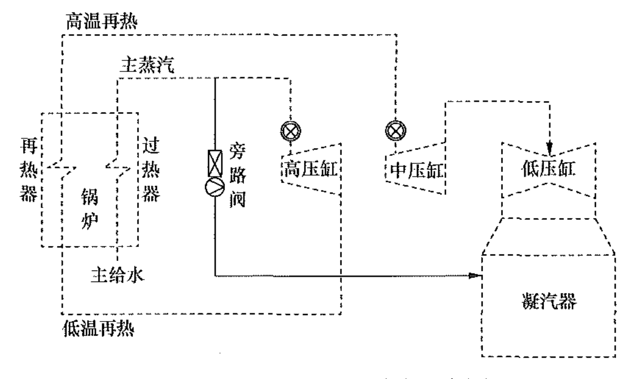


图 10-1　一级大旁路系统示意图

2. 用于一次再热机组的高、低压二级串联旁路

高、低压二级串联旁路由高压旁路和低压旁路组成。其中，主蒸汽不进入汽轮机高压缸，经高压旁路阀减压、减温后排入低温再热管道的系统称为高压旁路，锅炉再热器加热后的高温再热蒸汽不进入汽轮机中、低压缸，经低压旁路阀减压、减温后排入凝汽器的系统称为低压旁路。高、低压二级串联旁路系统如图 10-2 所示。高、低压二级串联旁路系统的优点是能满足机组在冷态、温态、热态和极热态条件下快速启动，有效地回收工质，并防止再热器干烧；缺点是系统相对一级大旁路较复杂，投资相对较大。

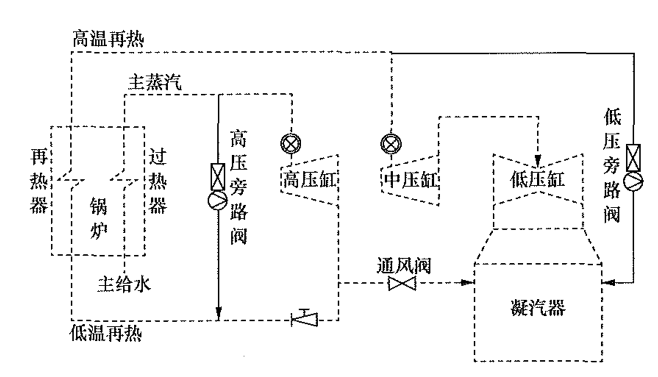


图 10-2　高、低压二级串联旁路系统示意图

3. 用于二次再热机组的高、中、低压三级串联旁路

高、中、低压三级串联旁路由高压、中压、低压旁路三部分组成。其中，主蒸汽不进入汽轮机超高压缸，经高压旁路阀减压、减温后排入一次低温再热管道的系统称为高压旁路；锅炉一次再热器加热后的一次高温再热蒸汽不进入汽轮机高压缸，经中压旁路阀减压、减温后排入二次低温再热管道的系统称为中压旁路；锅炉二次再热器加热后的二次高温再热蒸汽不进入汽轮机中、低压缸，经低压旁路阀减压、减温后排入凝汽器的系统称为低压旁路。高、中、低压三级串联旁路系统如图 10-3 所示。高、中、低压三级串联旁路系统的优点与高、低压二级串联旁路相同，能满足二次再热机组在冷态、温态、热态和极热态条件下快速启动，有效地回收工质，并防止两级再热器干烧；缺点是系统较复杂，投资相对较大。

4. 三用阀旁路系统

三用阀旁路也是一种串联旁路，其特点是二级或三级串联旁路系统中的高压旁路阀采用 100%容量，除具有减压、减温功能之外，还根据相关规范的要求具有安全功能。三用阀旁路系统的优点是旁路实现的功能较多，并且可省去过热器安全阀的投资。

5. 凝疏水系统

凝疏水系统是指机组不设置独立的汽轮机旁路系统，机组启动依靠锅炉 5%启动疏水和主蒸汽管道疏水系统来实现。

（三）汽轮机的启动方式

汽轮机旁路的形式和容量的选择与汽轮机的启动

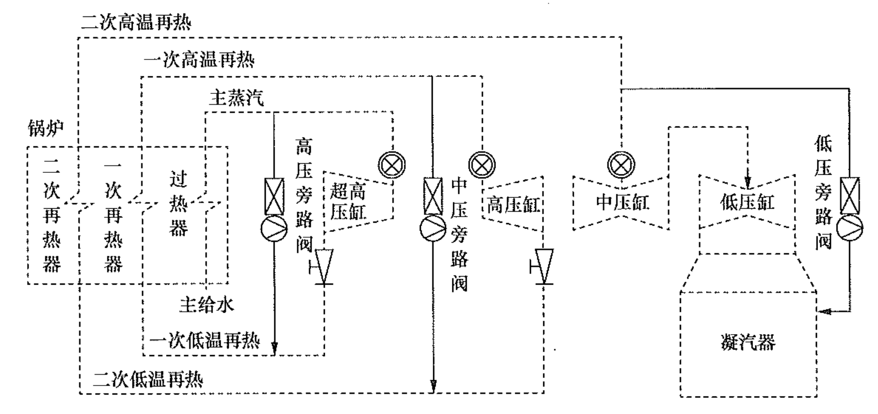


图 10-3　高、中、低压三级串联旁路系统示意图

方式关系密切，对于一次再热机组，机组的启动方式可归纳为三种：①高压缸启动；②高、中压缸联合启动；③中压缸启动。三种启动方式划分的依据是启动时汽轮机进汽的控制方式。

所谓高压缸启动，是由高压主汽阀控制机组的冲转、升速，在启动过程中汽轮机中压调节阀处于全开状态，不参与调节。高、中压缸联合启动，则是由高压主汽阀和中压调节阀联合控制进汽。中压缸启动则是汽轮机的冲转、并网直至带初负荷完全由中压调节阀控制进汽，达到某一切缸负荷再转由高压主汽阀控制进汽，中压调节汽阀则变为全开。

高压缸启动时，再热器流量来自高压缸排汽，由于流量较小，再热器基本处于干烧状态。在启动过程中，高压缸排汽容积流量大，鼓风损失小，不用担心高压缸排汽温度的升高。

高、中压缸联合启动时，为防止高压缸出现小流量、高背压，从而引起叶片鼓风发热，通常在高压缸排汽止回阀之前设置有一路高压缸通风管路，直接排向凝汽器。在机组带初负荷之后，当低温再热压力大于某一压力设定值时，通风阀关闭，随后开启高压缸排汽止回阀。汽轮机通常保护有：当高压缸排汽温度大于某一温度限制值时，或高压缸调节级后压力与高压缸排汽压力的比值小于允许压力比后延时一定时间，机组停机。

中压缸启动过程相对于其他过程要复杂些，中压调节阀参与调节，汽轮机的进汽控制由中压调节阀转为主汽阀的这一转换点（通常称为切缸点）非常关键，这一转换点与高、中压缸联合启动是不同的，后者是在未并网前就已完成。

对于超超临界二次再热机组，上汽、东汽、哈汽三大主机制造厂均推荐汽轮机旁路系统采用高、中、低压三级串联旁路（如图 10-3 所示），汽轮机启动采用超高压、高压、中压缸联合启动方式。

（四）汽轮机旁路的设计参数

1. 一级旁路系统的设计压力、设计温度的选取原则

（1）旁路阀前管道和旁路阀的设计压力、设计温度与主蒸汽管道的设计参数一致。

（2）旁路阀后的设计压力可取旁路阀后可能出现的最高压力且不小于 0.8MPa（g），设计温度可取设计压力下的饱和温度加 5℃。

2. 用于一次再热机组的高、低压二级串联旁路系统（不含三用阀旁路系统）的设计压力、设计温度的选取原则

（1）高压旁路阀前管道和高压旁路阀的设计压力、设计温度与主蒸汽管道的设计参数一致。

（2）高压旁路阀后的设计压力、设计温度与低温再热蒸汽管道的设计参数一致。

（3）低压旁路阀前管道和低压旁路阀的设计压力、设计温度与高温再热蒸汽管道的设计参数一致。

（4）低压旁路阀后的设计压力可取低压旁路阀后可能出现的最高压力且不小于 0.8MPa（g），设计温度可取设计压力下的饱和温度加 5℃。

3. 用于二次再热机组的高、中、低压三级串联旁路系统（不含三用阀旁路系统）的设计压力、设计温度的选取原则

（1）高压旁路阀前管道和高压旁路阀的设计压力、设计温度与主蒸汽管道的设计参数一致。高压旁路阀后的设计压力、设计温度与一次低温再热蒸汽管道的设计参数一致。

（2）中压旁路阀前管道和中压旁路阀的设计压力、设计温度与一次高温再热蒸汽管道的设计参数一致。中压旁路阀后的设计压力、设计温度与二次低温再热蒸汽管道的设计参数一致。

（3）低压旁路阀前管道和低压旁路阀的设计压力、设计温度与二次高温再热蒸汽管道的设计参数一致。低压旁路阀后的设计压力可取低压旁路阀后可能出现的最高压力且不小于 0.8MPa（g），设计温度可取设计压力下的饱和温度加 5℃。

4. 三用阀旁路系统的设计压力、设计温度的选取原则

（1）高压旁路阀前管道的设计压力、设计温度与主蒸汽管道的设计参数一致。高压旁路阀的设计压力应取高压旁路安全功能的整定压力，设计温度与主蒸汽管道的设计参数一致。

（2）高压旁路阀后的设计压力与低温再热蒸汽管道的设计压力一致，设计温度取用主蒸汽从额定参数等焓降至低温再热压力时的温度，壁厚计算时管材的许用应力可增大20%。

（3）低压旁路阀前管道和低压旁路阀的设计压力、设计温度与高温再热蒸汽管道的设计参数一致。

（4）低压旁路阀后的设计压力可取低压旁路阀后可能出现的最高压力且不小于0.8MPa（g），设计温度可取设计压力下的饱和温度加5℃。

（五）汽轮机旁路容量的定义

结合汽轮机在电力生产中的作用及汽轮机的启动方式，选择合适的旁路容量对于机组长期安全运行具有重要意义。对于旁路系统容量的定义，国内外有不同的提法。国内采用较多的是锅炉BMCR工况参数下旁路阀的通流能力与相应的锅炉蒸发量之比。以二次再热机组的三级串联汽轮机旁路为例，各级旁路容量的定义如下

$$\text{高压旁路容量}=\frac{\text{锅炉BMCR工况主蒸汽参数下高压旁路阀全开流量}}{\text{锅炉BMCR工况主蒸汽流量}}$$

$$\text{中压旁路容量}=\frac{\text{锅炉BMCR工况一次再热蒸汽参数下中压旁路阀全开流量}}{\text{锅炉BMCR工况一次再热蒸汽流量}}$$

$$\text{低压旁路容量}=\frac{\text{锅炉BMCR工况二次再热蒸汽参数下低压旁路阀全开流量}}{\text{锅炉BMCR工况二次再热蒸汽流量}}$$

旁路容量应根据机炉启动曲线确定的冷态、温态、热态、极热态启动工况的参数和流量要求并结合汽轮机制造厂提供的汽轮机启动方式说明进行计算，选择对旁路容量要求最大的工况点参数，并折算至BMCR工况。在变工况条件下，旁路流量的折算可按本章第四节的方法计算。

第二节　常见系统设计方案

本节简要阐述上海电气电站设备有限公司上海汽轮机厂（简称上汽）、哈尔滨汽轮机厂有限责任公司（简称哈汽）、东方汽轮机厂有限责任公司（简称东汽）、北京北重汽轮电机有限责任公司（简称北重）等主机制造厂产品的常见旁路配置方案。

一、亚临界机组旁路常见方案

（1）上汽、哈汽引进型300MW亚临界机组，可采用凝疏水系统，机组利用5%锅炉启动疏水管道满足启动要求，也可设置15%～30%容量的二级串联简易旁路。

（2）上汽、哈汽引进型600MW亚临界机组，一般配置15%～30%容量的二级串联简易旁路。

（3）东汽300MW和600MW亚临界机组采用中压缸启动，一般配置40%容量的二级串联旁路。

二、超临界机组旁路常见方案

（1）上汽、哈汽600MW超临界机组，一般配置30%～40%容量的二级串联旁路。

（2）东汽、北重600MW超临界机组，一般配置40%～45%容量的二级串联旁路。

三、超超临界机组旁路常见方案

（1）上汽660MW超超临界机组，一般配置30%～40%容量的二级串联旁路。

（2）东汽660MW超超临界机组，一般配置40%～45%容量的二级串联旁路。

（3）哈汽660MW超超临界机组，一般配置一级大旁路。

（4）东汽1000MW超超临界机组一般采用中压缸启动，配置40%～45%容量的二级串联旁路。

（5）上汽和哈汽1000MW超超临界机组一般采用高、中压缸联合启动方式，配置30%～40%容量的二级串联旁路。

（6）上汽1000MW超超临界汽轮机与上海锅炉厂有限公司塔式锅炉相配时，多采用二级串联旁路，配有100%容量带安全功能的高压旁路及65%BMCR（主蒸汽流量）容量的低压旁路。

（7）二次再热机组的旁路可参考一次再热机组，并根据旁路需满足的功能进行选取，较为常见的方案为高、中、低三级串联旁路，其中高压旁路采用100%容量带安全功能，中、低压旁路采用部分容量，满足启动蒸汽流量的需要。

四、旁路管道常见预暖方案

当高压旁路阀与主蒸汽主管的距离或低压旁路与高温再热蒸汽主管的距离大于4倍旁路入口管道外径时，旁路阀前的管道和旁路阀宜设置预暖；当旁路具有快开和备用功能时，旁路阀前的管道和旁路阀应设置预暖。预暖管道应保证旁路阀开启时进入阀体的蒸汽温度与阀体金属温度之间的温差满足旁路阀制造厂的要求，如制造厂未给出旁路阀具体的最大温差要求，

则该温差宜控制在100～150℃。

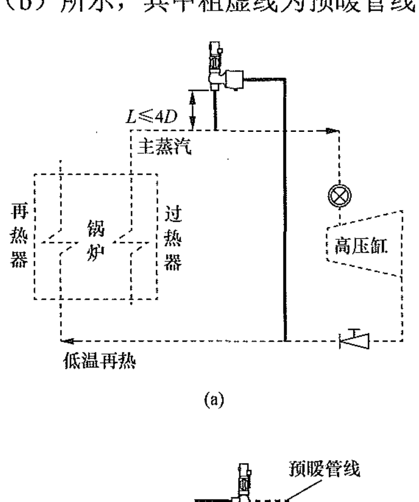
常见的汽轮机旁路阀预暖方案如下（示意图以高压旁路为例）：

（1）将旁路阀布置在靠近主路管道的位置，旁路阀与主路管道距离不大于4倍主管外径时可不另设预暖管道，如图10-4（a）所示。

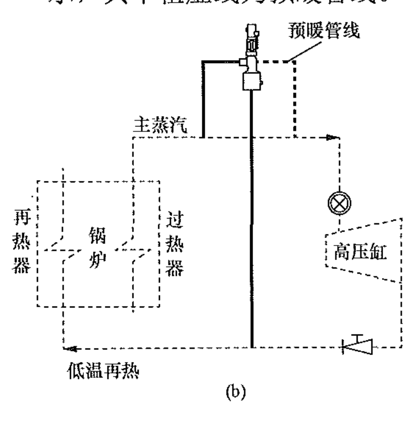
（2）通过旁路阀体上或旁路阀前的预暖接口将预暖管道接到蒸汽主管上，利用蒸汽主管的流动压差在预暖管中形成预暖汽流，达到预暖旁路阀的目的，如图10-4（b）所示，其中粗虚线为预暖管线。

（3）通过旁路阀体上或旁路阀前的预暖接口将预暖管道接到旁路阀后的出口管道上，预暖管道上设节流孔板和隔离阀，可按预暖流量的大小确定节流孔板的孔径，如图10-4（c）所示，其中粗虚线为预暖管线。

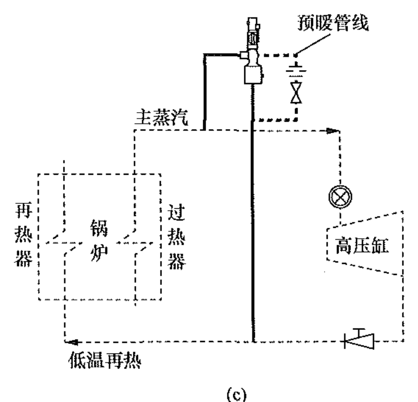
（4）通过旁路阀体上或旁路阀前的预暖接口将预暖管道接到其他压力较低的系统中（如疏水扩容器、凝汽器等），预暖管道上设节流孔板和隔离阀，可按预暖流量的大小确定节流孔板的孔径，如图10-4（d）所示，其中粗虚线为预暖管线。



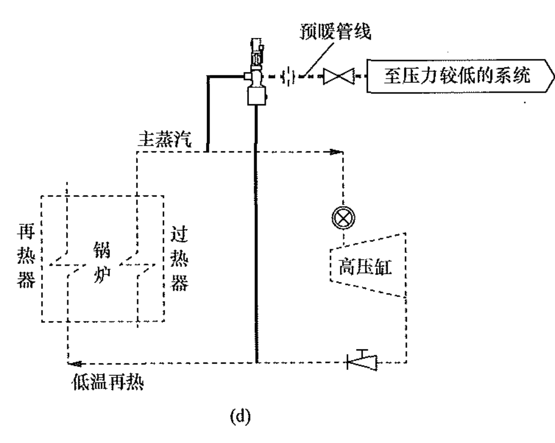
(a)



(b)



(c)



(d)

图10-4 预暖方案示意图

五、其他设计方案

（1）直接空冷机组一般配置40%容量的高、低压二级串联旁路。

（2）一级旁路阀的减温水通常来自凝结水系统。二级串联旁路中高压旁路的减温水通常来自高压给水系统；低压旁路的减温水通常来自凝结水系统。

（3）高压旁路前、后管道及低压旁路前管道和旁路阀体的疏水（如需要）应分别接入疏水扩容器，不应与其他系统的疏水合并，每路疏水管道应串联安装两只阀门，其中至少应有一只阀门由集中控制室内控制装置进行动力操作，并装有阀门的开关位置指示，以供运行人员掌握每只动力驱动疏水阀的开闭状态。另一只阀门在正常情况下通过闭锁或其他方法保持开启状态。动力操作的阀门应靠近疏水扩容器集管设置。

（4）对于二级串联旁路，在各种启动工况下的高压旁路出口工作温度应与锅炉制造厂协商确定。

（5）由于旁路阀后一段距离内蒸汽和减温水处于混温阶段，存在细小液滴冲刷的可能性，因此旁路后的直管段和第一个弯头常选用合金钢材料。

（6）低压旁路阀后的工作温度一般应根据凝汽器制造厂提供的凝汽器允许最高温度和是否在凝汽器入口配置三级减温器等因素选取。

1）如在凝汽器入口处配置三级减温器的旁路系统，低压旁路阀后的工作温度可高于凝汽器允许的最高温度，但应与三级减温器的容量相匹配。

2）如在凝汽器入口处不配置三级减温器的旁路系统，低压旁路阀后的工作温度则不应高于凝汽器允许的最高温度，工作压力也应相应降低。

第三节 联锁条件

旁路系统的联锁控制应能实现旁路系统各项功能的要求。在机组启动、事故过程中，运行人员在集中控制室内通过 DCS 控制系统严格监视及控制主蒸汽压力、再热蒸汽压力、再热蒸汽温度，以及旁路系统控制阀门和疏水阀，确保机组安全、稳定运行。以高、低压两级串联旁路，高压旁路 100%容量并带安全功能为例，旁路系统主要联锁保护和控制功能如下。

一、旁路对主蒸汽、再热蒸汽管系的温度、压力控制功能

旁路装置应保证当主蒸汽、再热蒸汽运行压力、温度超过设定范围时，旁路装置能自动打开或关闭，并按机组运行情况进行压力、温度自动调节，直至恢复至正常值。具体的调节功能要求为：

（1）主蒸汽压力定值设定。

（2）主蒸汽压力调节。

（3）高压旁路阀后蒸汽温度调节。

（4）再热蒸汽压力定值设定。

（5）再热蒸汽压力调节。

（6）低压旁路阀后蒸汽温度调节。

二、高压旁路对主蒸汽管系的安全保护功能

（1）当机组在运行中有下列情况之一发生时，高压旁路应能自动快速开启。

1）主蒸汽压力超过设定值（当压力恢复到额定值及以下时，高压旁路阀自动关闭）；

2）汽轮机跳闸，自动主汽阀关闭；

3）主蒸汽实际压力比设定压力的偏差大；

4）主蒸汽压力上升速率太快；

5）发电机油开关跳闸；

6）发电机甩负荷在旁路装置容量相应的负荷及以上。

（2）当出现下列信号，高压旁路阀应能紧急关闭：

1）高压旁路阀出口温度超过设定值；

2）汽轮机超速；

3）汽轮机排汽压力超过设定值；

4）高压旁路减温水压力低于设定值。

三、低压旁路对再热蒸汽管系的安全保护功能

当机组在运行中有下列情况之一发生时，低压旁路应能自动快速开启。

（1）再热蒸汽压力超过设定值（当压力恢复到额定值及以下时，低压旁路阀自动关闭）。

（2）高压旁路阀快速开启。

（3）汽轮机超速。

四、低压旁路对凝汽器的安全保护功能

当机组在启动或运行中有下列情况之一发生时，低压旁路应能自动快速关闭。

（1）凝汽器真空下降到设定值。

（2）凝汽器温度高于设定值。

（3）凝汽器热井水位高于设定值。

（4）低压旁路出口压力或温度高于设定值。

（5）低压旁路减温水的压力低于设定值。

五、旁路装置的联动保护手段

（1）高压旁路阀的开启、关闭与高压旁路喷水调节阀和隔离阀的开启、关闭联锁。

（2）低压旁路阀的开启、关闭与低压旁路喷水调节阀的开启、关闭联锁。

（3）高压旁路喷水调节阀不能超前旁路阀开启，而应稍滞后开启。

（4）当高压旁路阀快速关闭时，其喷水调节阀则应同时或超前关闭，并应自动闭锁温度自控系统。

（5）低压旁路喷水调节阀打不开，则低压旁路阀应关闭。

（6）低压旁路阀快速打开时，其喷水调节阀应稍超前开启。

（7）当低压旁路阀快速关闭时，高压旁路阀不需随动，但可手动（遥控）快速关闭。

（8）凝汽器三级减温喷水调节阀的开启、关闭与低压旁路阀的开启、关闭联锁。

六、启动及正常运行时旁路系统的控制方式

（1）当锅炉点火时，汽水分离器出口主蒸汽压力低于最小设定值时，高压旁路阀维持最小开度（约 5%），以防再热器干烧直至主蒸汽压力达到最小设定值为止。

（2）当主蒸汽压力达到最小设定值，高压旁路阀采用定压模式时，高压旁路阀的开度随着锅炉燃烧率的增大而开大，直到达到预先设定的升压开度值为止。

（3）随着锅炉燃烧率的继续增大，主蒸汽压力进入升压模式，此时高压旁路阀继续保持设定的升压开度不变，直至主蒸汽压力达到冲转压力为止，随后由高、低压旁路阀控制冲转压力。

（4）汽轮机冲转，高压旁路阀开始逐渐关小，旁路系统处于定压状态。高压旁路阀关小至全关时，机组切换到滑压方式，此时滑压定值跟踪主蒸汽压力的实测值，高压旁路阀保持关闭。当主蒸汽压力继续升高的速率高于设定值时，高压旁路阀便自动切至定压运行方式，开启阀门限制升压率，直至阀门再次全关

切回滑压运行方式。

（5）在机组正常运行时，高、低压旁路压力控制在跟随状态。主蒸汽压力大于机组负荷对应压力时，高压旁路阀快速开启。再热蒸汽压力大于机组负荷对应压力时，低压旁路阀快速开启。

七、异常运行时的联锁与控制

（1）当机组负荷变化剧烈，主蒸汽压力或再热蒸汽压力超过设定值时，旁路阀自动开启维持汽压稳定，汽压恢复后自动关闭。

（2）对于带安全功能的高压旁路阀，当主蒸汽压力超过安全功能的设定值时，高压旁路阀快速开启，并按机组主蒸汽压力进行自动调节，直到恢复正常值。

（3）当机组甩负荷时，应快速开启旁路系统，待汽轮机转速回落到正常值后，高压旁路按照汽轮机的运行曲线维持主汽阀前压力，低压旁路系统保证凝汽器的真空不被破坏。

（4）在 FCB 工况下停机不停炉时，汽轮机跳闸，旁路系统快速自动开启投入运行，维持锅炉降负荷至最低稳燃负荷。

（5）在 FCB 工况时，旁路系统快速自动开启投入运行，机组甩负荷带厂用电运行。

（6）低压旁路蒸汽控制阀在凝汽器真空过低、凝汽器蒸汽温度过高、减温水压力过低的情况下闭锁开启。

（7）DEH 系统给出旁路切除信号后，禁止打开高、低压旁路系统。

第四节 设计计算

一、旁路阀容量的计算

旁路阀容量的计算应满足冷态、温态、热态、极热态启动工况的参数和流量要求，选择对旁路阀容量要求最大的工况点参数，然后折算至 BMCR 工况。在变工况条件下，旁路阀流量的折算按式（10-1）计算，即

$$D_c = \frac{\sqrt{\dfrac{p_c}{v_c}}}{\sqrt{\dfrac{p_e}{v_e}}} D_e \qquad (10\text{-}1)$$

式中 D_e、p_e、v_e——额定参数下旁路阀全开时的流量、压力、比体积；

D_c、p_c、v_c——变工况下旁路阀全开时的流量、压力、比体积。

在旁路阀容量的计算中，应注意的是：减温用的喷水量未包含在旁路阀容量内；对于全容量二级串联汽轮机旁路的低压旁路在容量确定时应考虑凝汽器的承受能力，不宜额外增加凝汽器的冷却面积。

二、旁路阀通流面积计算方法

1. 旁路阀内临界流动的判别

（1）当旁路阀前、后压力满足式（10-2）时，旁路阀内为亚临界流动

$$\frac{p_b}{p_0} > \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \qquad (10\text{-}2)$$

（2）当旁路阀前、后压力满足式（10-3）时，旁路阀内为临界流动

$$\frac{p_b}{p_0} \leqslant \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \qquad (10\text{-}3)$$

2. 旁路阀通流面积的计算公式

（1）旁路阀内为亚临界流动时，旁路阀通流面积计算公式为

$$A = \frac{q}{3.6F_L\sqrt{\left(\dfrac{2\kappa}{\kappa-1}\right)\left[\left(\dfrac{p_b}{p_0}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\dfrac{p_b}{p_0}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}\right]}\sqrt{\dfrac{p_0}{v}}} \qquad (10\text{-}4)$$

（2）旁路阀内为临界流动时，旁路阀通流面积计算公式为

$$A = \frac{q}{3.6F_L\sqrt{\kappa\left(\dfrac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}}\sqrt{\dfrac{p_0}{v}}} \qquad (10\text{-}5)$$

式中 p_0——阀门前压力，MPa（a）；

p_b——阀门后压力，MPa（a）；

κ——等熵指数（过热蒸汽取 1.3，饱和蒸汽取 1.135）；

A——阀门通流面积，mm²；

q——阀门流量，kg/h；

F_L——阀门流量系数（由阀门制造厂提供，一般为 0.85～0.92）；

v——蒸汽比体积，m³/kg。

第五节 设备选型

一、旁路阀的数量

汽轮机旁路阀数量主要取决于旁路的容量、形式和旁路阀的制造能力，具体如下：

（1）对于 300MW 级机组的部分容量旁路，每台机组高压旁路阀和低压旁路阀数量宜为 1 只。

（2）对于 600MW 和 1000MW 级机组的部分容量旁路，每台机组高压旁路阀数量宜为 1 只，低压旁路阀数量宜为 2 只。

（3）对于600MW和1000MW级机组的全容量带安全功能的三用阀旁路，每台机组高压旁路阀数量与过热器联箱出口的数量相同，宜为2只或4只，低压旁路阀数量宜为2只。

二、旁路阀的分类

（1）根据汽轮机旁路阀的进出口方向，可分为角型和Z型。

（2）根据汽轮机旁路阀喷水方式，可分为阀内喷水和阀后喷水。

（3）根据汽轮机旁路阀喷水雾化方式，可分为蒸汽雾化和机械雾化。

（4）根据汽轮机旁路的阀芯与介质流动方向，可分为流开型和流关型。三用阀的高压旁路阀应采用流开型阀门形式。

三、旁路阀的主要性能要求

（1）旁路系统设备的性能应保证满足对旁路系统的各项功能要求的实施。

（2）旁路系统设备性能应满足机组在各种启动工况下能自动或手动（遥控操作）进行启动。

（3）旁路阀采用液动/电动/气动控制，在正常情况下，旁路系统从全关到全开的一次行程时间为_____s；在紧急情况下，旁路系统能在_____s内快速开启或快速关闭。

（4）旁路装置应保证当主蒸汽、再热蒸汽运行压力、温度超过设定范围时，旁路装置能自动打开或关闭，并按机组运行情况进行压力、温度自动调节，直至恢复至正常值。具体的调节功能要求有主蒸汽压力定值设定、主蒸汽压力调节、高压旁路阀后蒸汽温度调节、再热蒸汽压力调节、低压旁路阀后蒸汽温度调节、再热蒸汽压力定值设定。

（5）对于液动旁路系统，蓄能器所储备的能量，应当在动力电源故障的情况下，仍能提供足够的液压动力，使旁路系统的所有阀门能完成1～2次的全行程的开或关。

（6）旁路阀不需另设支撑装置。阀门及执行器可水平或垂直布置。执行机构对于阀座的连接方位可旋转。

（7）旁路装置在设计参数下快速动作时，其噪声不得超过85dB（A）（距装置1m处的空间范围）。

（8）低压旁路阀减温器的设置应和凝汽器供货商配合，并提供保证经减温器减温后最终进入凝汽器的蒸汽温度不超过______℃（凝汽器制造厂提供）的要求。

（9）旁路阀的设计应考虑阀门由于流体闪蒸和汽蚀而产生的影响，并应采用适当的材质和结构防止汽蚀及防止水冲击的发生。

（10）旁路阀应能承受管系进行1.5倍设计压力的水压试验。

第六节　布　置　设　计

一、设计原则

汽轮机旁路阀和旁路管道在布置设计时应考虑下列因素：

（1）旁路的功能。

（2）主蒸汽、高温再热蒸汽、低温再热蒸汽管道的布置位置和接口数量。

（3）相关厂房结构和设备的具体布置条件。

（4）设备制造厂对相关管道、旁路阀门布置的具体要求。

二、具体要求

（1）部分容量汽轮机旁路阀宜靠近汽轮机布置，以便快速达到汽轮机冲转参数；具有安全功能的三用阀旁路应靠近锅炉过热器联箱布置，以保护锅炉不超压。

（2）高压旁路阀在布置时宜靠近主蒸汽管道以缩短高温高压段旁路管道的长度。

（3）汽轮机旁路阀和旁路阀前、后管系的布置应尽可能避免出现最低点。如因布置条件限制，在管系或阀体内出现最低点，则应在最低点处设置疏水管道。

（4）汽轮机旁路阀后应有一定长度的混温直管段，其长度和布置方式应符合旁路阀制造厂的要求。

（5）三用阀的高压旁路阀的执行机构应垂直向上安装。

（6）旁路喷水调节阀应靠近旁路阀的喷水入口布置，喷水调节阀及阀后管道的布置应符合制造厂的要求。

（7）液动旁路阀液压站宜靠近旁路阀布置，距离应满足旁路阀制造厂的要求。冬季环境温度较低时，露天布置的旁路阀液压站和油管道应考虑防冻措施。

（8）高压旁路阀前的管道疏水方向不应坡向旁路阀。

三、常见的布置与安装形式

（1）一级旁路常见的布置和安装形式如下：

1）旁路阀通常为1只，布置在汽机房，靠近主汽轮机。

2）600MW级机组，一般旁路从主蒸汽总管引出，经旁路阀，分2路排入凝汽器，凝汽器入口一般设置减温器。

3）1000MW 级机组，一般旁路从两路主蒸汽主管间的连通管引出，经旁路阀，分 2 路排入凝汽器，凝汽器入口一般设置减温器。

（2）部分容量二级串联旁路常见的布置和安装形式如下：

1）高压旁路阀通常为 1 只，布置在汽机房，靠近主汽轮机。

2）600MW 级及以下机组，一般高压旁路从主蒸汽总管引出，经高压旁路阀，排入低温再热蒸汽管道高压缸排汽止回阀之后的总管。

3）1000MW 级机组，一般高压旁路从两路主蒸汽主管间的连通管引出，经高压旁路阀，排入低温再热蒸汽管道高压缸排汽止回阀之后的总管。

4)300MW 级机组低压旁路阀通常为 1 只，600MW 等级机组低压旁路阀通常为 2 只，布置在汽机房。

5）600MW 级机组，一般低压旁路从高温再热蒸汽总管引出，分 2 路经 2 只低压旁路阀，旁路阀后以 2 路或分成 4 路排入凝汽器，凝汽器入口一般设置三级减温器。

6）1000MW 级机组，一般低压旁路从 2 路高温再热蒸汽主管分别接至 2 只低压旁路阀，旁路阀后再分成 4 路排入凝汽器，凝汽器入口一般设置三级减温器。

（3）三用阀旁路常见的布置和安装形式如下：

1）高压旁路阀通常为 4 只，布置在锅炉房，靠近锅炉过热器联箱。

2）由于高压旁路阀为全容量且具有安全功能，因此高压旁路阀与过热器联箱之间的距离应满足锅炉制造厂的要求。高压旁路从 2 路或 4 路主蒸汽主管引出，经 2 只或 4 只高压旁路阀，分别排入 2 路低温再热蒸汽管道支管。

3）低压旁路阀通常为 2 只，布置在汽机房。

4）低压旁路常见方案为从高温再热蒸汽管道引出，经 2 只低压旁路阀直接排入 2 个凝汽器接口。

第十一章

给 水 系 统 设 计

第一节 系 统 说 明

一、设计范围

给水系统设计范围包括：

（1）从除氧器（包括除氧器）到锅炉省煤器入口的给水系统设备及主管道，其中包括给水加热器旁路管道、给水调节阀门站管道等。

（2）给水泵再循环管道。

（3）锅炉再热器减温水管道、锅炉过热器减温水管道、汽轮机高压旁路等减温水管道。

二、系统功能

（1）给水主管路功能为将给水从除氧器经给水泵升压输送到锅炉省煤器，途经给水加热器进行回热以提高热力循环效率。

（2）给水泵再循环管系用于保护给水泵，通过再循环方法，使经过给水泵的给水流量不低于给水泵要求的最小流量。

（3）减温水系统的功能为向锅炉再热器、锅炉过热器、汽轮机高压旁路等各种需要减温的设备和系统提供满足压力、温度要求的足量减温水。

三、主要性能指标

（一）系统设计需要达到的性能指标

（1）除氧器有效容积应能满足锅炉 BMCR 工况下：200MW 及以上，3～5min 的给水消耗量；200MW 以下，10min 的给水消耗量。

（2）除氧器出水含氧量在机组正常运行工况下应小于 5μg/L。

（二）推荐的介质流速范围

（1）高压给水管道，2～6m/s。

（2）低压给水管道，0.5～3m/s。

（3）再热器减温水管道，2～3m/s。

四、设计参数

（一）设计压力

（1）低压给水管道。

1）定压除氧系统，取用除氧器额定压力与最高水位时水柱静压之和。

2）滑压除氧系统，取用汽轮机最大计算出力工况下除氧器加热抽汽压力的 1.1 倍与除氧器最高水位时水柱静压之和。

（2）高压给水管道。

1）非调速给水泵出口管道，从前置泵到主给水泵或从主给水泵至锅炉省煤器进口区段，分别取用前置泵或主给水泵特性曲线最高点对应的压力与该泵进水侧压力之和。

2）调速给水泵出口管道，从给水泵出口至关断阀的管道，设计压力取用泵在额定转速特性曲线最高点对应的压力与进水侧压力之和；从泵出口关断阀至锅炉省煤器进口区段，取用泵在额定转速及设计流量下泵提升压力的 1.1 倍与泵进水侧压力之和。

3）多台并列运行的给水泵，压力低的给水泵出口止回阀及其后管道的设计压力应按相连高压给水泵关断阀后的较高设计压力取值。

4）以上高压给水管道压力，应考虑给水泵进水温度对压力的修正。

（3）给水泵再循环管道。进除氧器的最后一道关断阀及其以前的管道，取用相应的高压给水管道的设计压力；其后的管道，对于定压除氧系统，取用除氧器额定压力；对于滑压除氧系统，取用汽轮机最大计算出力工况下除氧器加热抽汽压力的 1.1 倍。

（二）设计温度

（1）低压给水管道。

1）定压除氧系统，取用除氧器额定压力对应的饱和温度。

2）滑压除氧系统，取用汽轮机最大计算出力工况下 1.1 倍除氧器加热抽汽压力对应的饱和温度。

（2）高压给水管道。取用高压加热器后高压给水

的最高工作温度。

（3）给水泵再循环管道。定压除氧系统，取用除氧器额定压力对应的饱和温度；滑压除氧系统，取用汽轮机最大计算出力工况下 1.1 倍除氧器加热抽汽压力对应的饱和温度。

第二节 常见系统设计方案

一、系统方案拟定

（一）设计原则

（1）给水系统设计应满足 DL/T 834《火力发电厂汽轮机防进水和冷蒸汽导则》的规定。

（2）高压给水管系的管道规格，宜通过优化计算确定。

（3）管道所用钢材应符合国家或有关部门现行钢材标准的规定。当采用国外钢材时，应满足国际通用标准的规定。

（二）系统方案设计

（1）给水系统方案取决于汽轮机热平衡图、锅炉给水参数、汽轮机回热级数、加热器的配置、给水泵的配置、给水泵的安装位置及其他设备和系统（如锅炉过热器减温水系统、锅炉再热器减温水系统、汽轮机高压旁路减温水系统）等对给水系统的需求。

（2）给水系统宜采用单元制系统。

（3）根据给水系统的参数和功能，系统组成可分为：

1）低压给水系统。

a. 除氧器至给水泵前置泵之间的给水管系称为低压给水系统。

b. 如果给水泵前置泵和给水泵合并，则除氧器至给水泵之间的给水管系称为低压给水系统。

c. 为了防止机组调试及运行初期杂质进入给水泵，宜在低压给水管系泵入口阀和泵之间设置滤网；也可根据除氧器结构，将滤网设在其给水出口。

d. 为了防止低压给水系统超压，在泵入口阀和泵之间的低压给水管路应配安全阀。

2）中压给水系统。

a. 给水泵前置泵和主给水泵之间的给水管系称为中压给水系统。

b. 在正常运行时，为了防止杂质进入高压给水泵，在中压给水管系中间应设置永久滤网。

c. 单泵给水流量计宜设在中压给水管系上。

3）高压给水系统。

a. 高压给水泵出口至省煤器入口的管系，包括给水泵再循环管系，统称为高压给水系统。

b. 高压给水加热器宜采用大旁路。

c. 当正常运行的给水泵采用调速给水泵时，给水主管路不应设调节阀系统，启动支管应根据给水泵的特性设置调节阀。

4）给水减温水系统。

a. 锅炉过热器减温水系统、锅炉再热器减温水系统、汽轮机高压旁路减温水系统统称为给水减温水系统。

b. 给水减温水的参数应满足减温水用户在各种工况下的需求，减温水的接出位置根据减温水的参数确定。

（4）给水泵组进、出口应设置隔离阀。

（5）给水泵组出口与隔离阀间应设置止回阀。

（6）给水泵组应配套最小流量阀。

二、典型的系统方案

（1）每台机组配置一台除氧器。

（2）给水泵通常配置方式有：

1）1 台容量为最大给水消耗量 100%的汽动给水泵，或加 1 台容量为最大给水消耗量 30%～50%的电动给水泵，如图 11-1 所示。

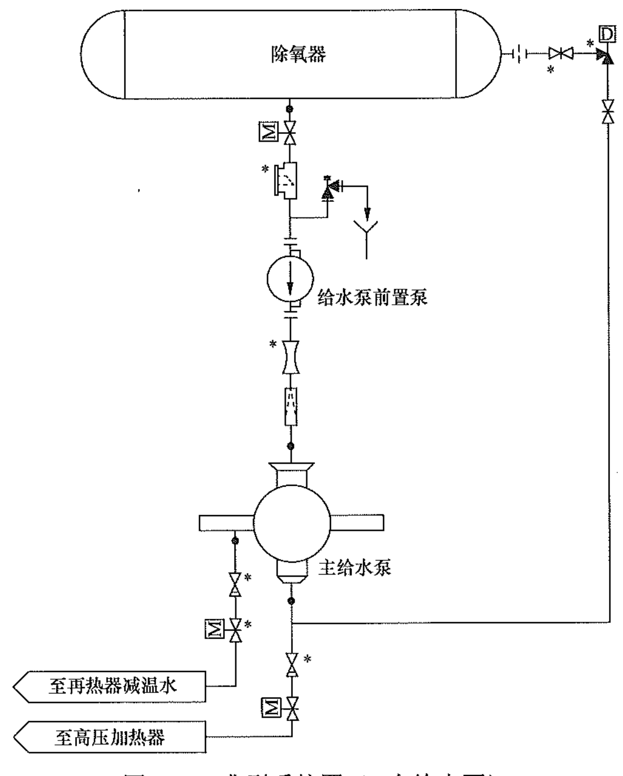


图 11-1 典型系统图（1 台给水泵）

2）2 台容量各为最大给水消耗量 50%的汽动给水泵，或加 1 台容量为最大给水消耗量 30%～50%的电动给水泵，如图 11-2 所示。

3）3 台容量各为最大给水消耗量 35%或 50%的电动给水泵，如图 11-3 所示。

（3）给水泵组进、出口设置隔离阀，泵组出口至隔离阀之间设置止回阀。

（4）给水泵小流量再循环接口从止回阀前接出。给水泵小流量阀通常采用调节阀形式，也可以采用合二为一的机械式小流量保护阀。

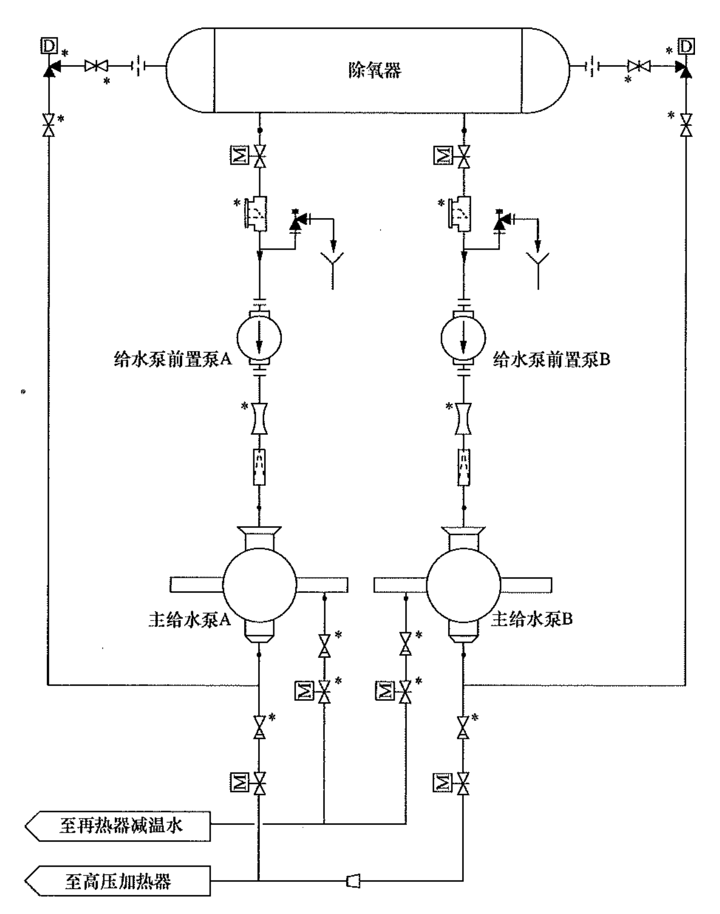


图 11-2　典型系统图（2 台给水泵）

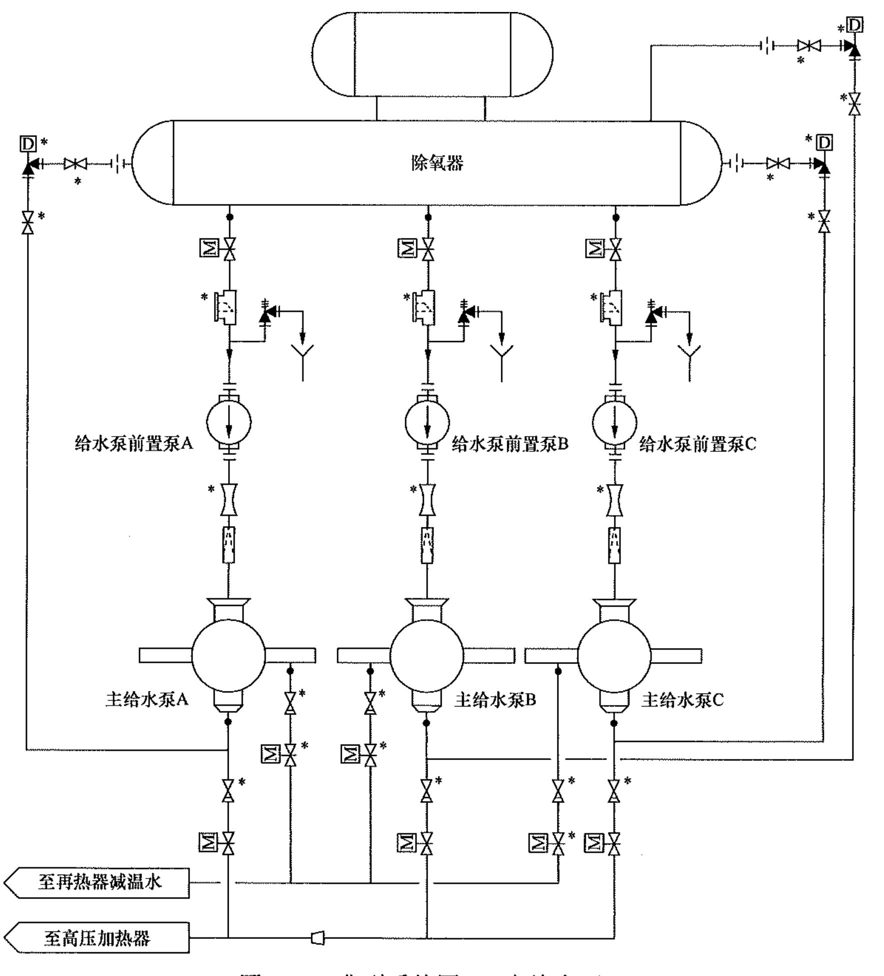


图 11-3　典型系统图（3 台给水泵）

（5）高压加热器根据机组容量不同为单列（见图 11-4）或双列（见图 11-5）配置。高压加热器组宜采用大旁路。

（6）给水主管路通常不设调节阀系统，在锅炉侧设置给水旁路调节阀站。

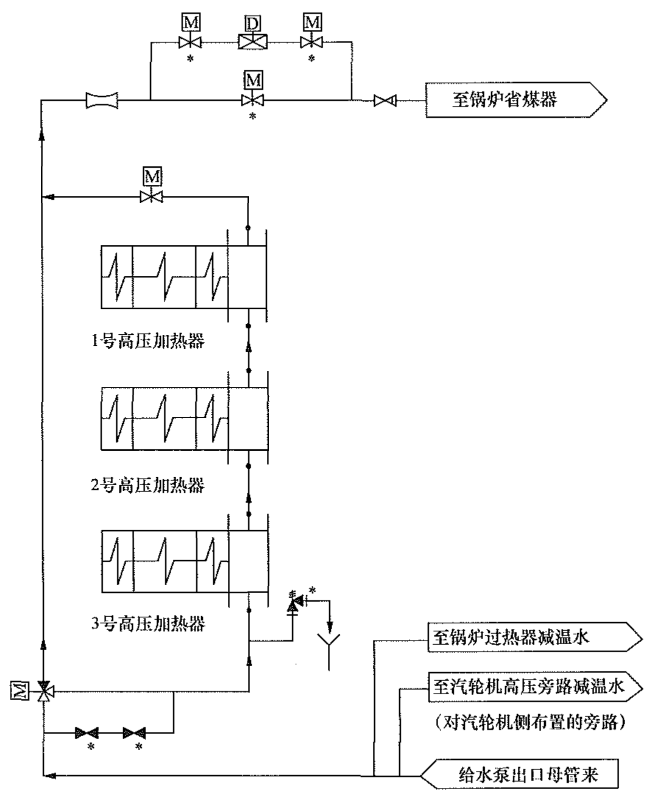


图 11-4 单列高压加热器典型给水系统图

（7）600MW 级机组给水系统常见设计方案。

1）除氧器通常采用一体式除氧器。

2）给水泵通常配置方式有：

a. 2 台容量各为最大给水消耗量 50%的汽动给水泵，或加 1 台容量为最大给水消耗量约 30%的电动给水泵。

b. 3 台容量各为最大给水消耗量 35%的电动给水泵。

c. 1 台容量为最大给水消耗量 100%的汽动给水泵。对启动汽源条件好的机组，也可不设电动给水泵。

3）给水泵组进、出口设置隔离阀，泵组出口至隔离阀之间设置止回阀。

4）给水泵小流量再循环接口从止回阀前接出。给水泵小流量阀采用调节阀形式，调节阀设置隔离阀。

5）高压加热器为单列配置，高压加热器组采用大旁路。

6）给水主管路不设调节阀系统，启动支管根据给水泵的特性设置调节阀。

（8）1000MW 级机组给水系统常见设计方案。

1）除氧器通常采用一体式除氧器。

2）给水泵通常配置 2 台容量各为最大给水消耗量 50%的汽动给水泵，或加 1 台容量为最大给水消耗量 25%～35%的电动给水泵。对启动汽源条件好的机组，也可不设电动给水泵。给水泵组进、出口设置隔离阀，泵组出口至隔离阀之间设置止回阀。

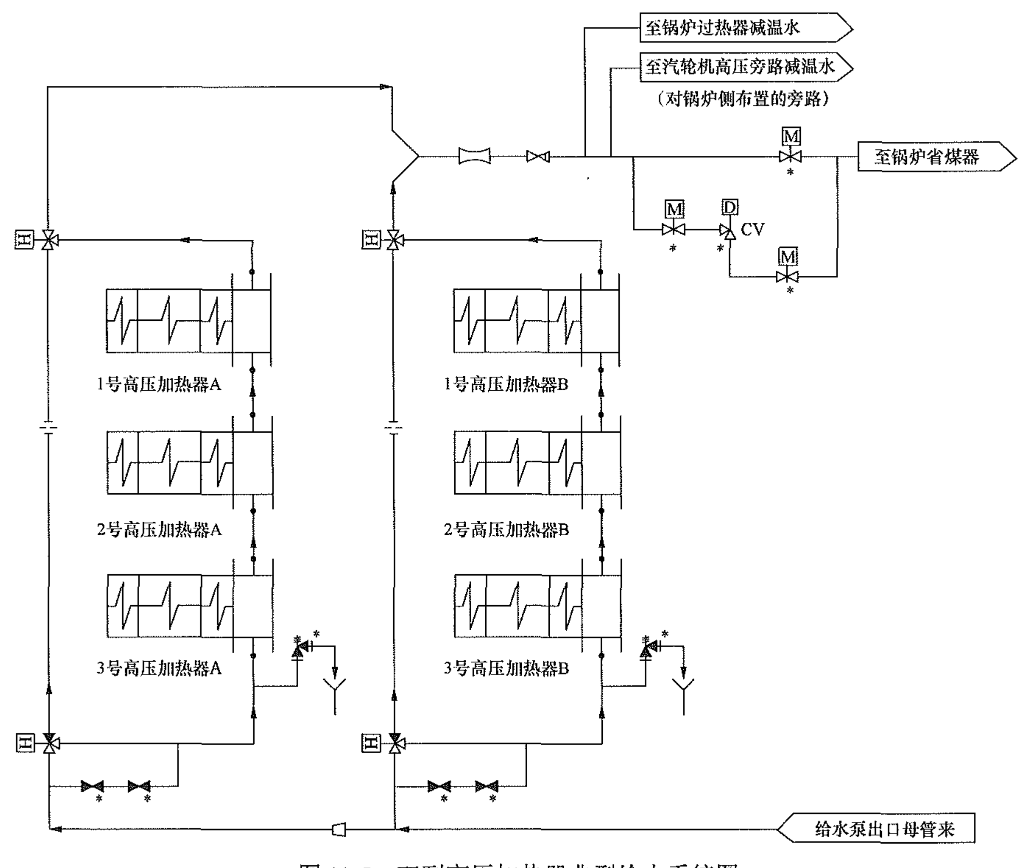


图 11-5 双列高压加热器典型给水系统图

3）给水泵小流量再循环接口从止回阀前接出。给水泵小流量阀采用调节阀形式，小流量阀前后设置隔离阀。

4）高压加热器通常采用双列配置，也有一些采用单列配置。高压加热器组采用大旁路。

5）给水主管路不设调节阀系统，启动支管根据给水泵的特性设置调节阀。

第三节　联　锁　条　件

在机组启动、正常运行及事故过程中，运行人员应在集中控制室内通过 DCS 控制系统严格监视及控制启动给水泵、汽动给水泵、给水加热器、主给水温度/压力、流量及各自动阀门。下面以某 660MW 超超临界机组为例给出给水系统的联锁条件。

一、机组启动过程中的联锁保护和控制

1. 给水控制

（1）机组在启动工况时，通过对给水流量和再循环流量的调节共同控制分离器贮水箱水位和锅炉启动再循环流量，使其满足锅炉启动要求。当锅炉转为纯直流运行方式后，可通过给水流量控制来调节锅炉负荷，同时可通过对煤水比的调节来控制主蒸汽温度。

（2）在机组启动时启动电动给水泵，通过高压给水管道上 30%旁路调节阀控制给水流量。当机组负荷上升至 30%左右时，可以切换至汽动给水泵。随着给水泵汽轮机转速的增大，当汽动给水泵出口压力达到止回阀之后的母管压力时，出口电动隔断阀开启，给水泵开始供水至母管。随着汽动给水泵转速的增大，30%旁路调节阀开始关小，汽动给水泵转速调节切换到自动。此时，给水旁路调节阀慢慢关闭，直至电动给水泵停止运行。

（3）当第二台汽动给水泵转速超过可以与运行给水泵分担负荷的转速时，运行给水泵转速自动降低；当两台汽动给水泵转速相等时，第二台给水泵切换到自动调节。

（4）机组在整个运行过程中，包括启动给水阀门控制、电动给水泵和汽动给水泵的运行切换等过程，控制系统均应保持稳定，并实现各种方式的无扰切换，汽动给水泵的转速控制由 MEH 来实现。

2. 给水泵再循环流量控制

为适应汽动给水泵与电动给水泵最小流量的限制，每台给水泵有最小流量的再循环控制，以保证通过给水泵的流量高于设计的最小流量。对变转速的汽动给水泵，其最小流量调节的设定值是给水泵压差或给水泵转速的函数。

二、机组正常运行过程中的联锁保护和控制

1. 给水控制

机组正常运行时，通过调节主给水流量即汽动给水泵转数来控制锅炉负荷，同时可通过对煤水比的调节来控制主蒸汽温度。

2. 给水泵汽轮机控制

给水泵汽轮机采用双汽源方案设计：在机组正常运行时（负荷在 35%～40%以上）由主汽轮机四段抽汽供汽；在机组启动或低负荷时由低温再热蒸汽提供汽源。锅炉给水泵汽轮机调节保安系统是高压抗燃油数字控制系统（MEH）的执行机构，它接受 MEH 的指令，完成挂闸、驱动阀门及遮断机组等任务。机组正常运行时，给水流量的调节是对汽动给水泵汽轮机转速的调节。调节保安系统完成下列任务：

（1）挂闸。

（2）能够快速、可靠地遮断机组进汽。

（3）适应阀门活动试验的要求。

（4）具有转速调节及超速保护功能。

（5）电动给水泵的控制。

3. 给水泵的联锁和控制

（1）当一台给水泵前置泵掉闸时，对应的（或指定的）给水泵跳闸。

（2）甩负荷引起汽轮机和锅炉解列，当需要的给水量下降时，给水泵将通过最小流量再循环运行，直到手动停止给水泵及其前置泵运行。同时自动关闭给水泵出口隔断阀，而给水泵和汽轮机的润滑油系统也停止运行。

给水泵出现下列条件时联锁相应泵跳闸：

（1）当出现下列条件之一时，给水泵前置泵跳闸：

1）除氧器水箱水位低于最低水位；

2）运行的给水泵前置泵故障；

3）给水泵前置泵流量低于规定值。

（2）当出现下列条件之一时，给水泵跳闸：

1）给水流量低于规定值；

2）给水泵进口压力低于要求值；

3）给水泵轴承振动大于规定值；

4）对应的或指定的给水泵前置泵跳闸；

5）“燃料总切断”或汽轮机跳闸来的信号；

6）失去润滑油或制造厂要求的其他联锁保护动作；

7）给水泵汽轮机保护联锁动作。

4. 高压加热器控制

配有 100%容量、单列卧式高压加热器，系统配置一套高压加热器三通阀，在任何一台高压加热器故障时可以切除串联的三台高压加热器，而维持机组继续运行。高压加热器按从抽汽压力低到抽汽压力高的顺

序依次投入，停用顺序反之。在运行中发生下列任一情况时，切除高压加热器：

（1）抽汽、给水或其他管道、阀门等发现破裂。

（2）高压加热器水位达到高水位规定值。

高压加热器切除时，联锁以下操作：

（1）关闭抽汽管道上的电动隔断阀及上级高压加热器至本级的疏水调节阀和隔断阀。

（2）开启给水旁路阀，当由于高压加热器水位高而停用时，首先执行此项。

（3）关闭正常和事故疏水隔断阀。

三、机组停止运行过程中的联锁保护和控制

（1）将需停的给水泵汽轮机转速控制切至手动位。

（2）当汽动给水泵流量达允许最小流量时，再循环阀应自动开启。

（3）当汽动给水泵负荷全部转移到另一台汽动给水泵时，将汽动给水泵转速降至 3400r/min 以下，开给水泵汽轮机本体疏水阀。

四、机组特殊瞬态运行过程中的联锁保护和控制

汽动给水泵甩负荷（RB）时，机组主控方式自动切到机跟炉（TF）方式，机组负荷下降，调整汽轮机调节阀开度使主蒸汽压力与机组负荷相适应，控制主、再热蒸汽参数变化在允许范围内，此时增大运行汽动给水泵出力。密切监视中间点温度的变化，中间点温度过热度低于或高于设备制造厂规定的数值时，给水切至手动调整，确保主蒸汽温度正常。

第四节　除氧器暂态计算

本节采用以下计算方法，计算出除氧器滑压运行暂态过程中给水泵入口富裕压头最大降落值、下水管道的阻力损失，然后核对给水泵入口防止汽化的有效汽蚀余量，从而得出在机组甩负荷的暂态过程中给水泵入口是否会产生汽蚀的结论。

一、给水泵入口有效汽蚀余量计算

给水泵入口有效汽蚀余量ΔNPSH 为

$$\Delta NPSH=(H_j-9.8v\Delta p\times10^4-NPSH_r)-\Delta H_{max}=\Delta h-\Delta H_{max} \tag{11-1}$$

式中　H_j——除氧器水箱水位到给水泵（前置泵）中心线的标高差，m；

v——下水管中水的比体积，m^3/kg；

Δp——下水管的压降，MPa；

$NPSH_r$——水泵制造厂要求的给水泵的净正吸水头，m；

ΔH_{max}——给水泵入口富裕压头的最大降落值，m；

Δh——除氧器稳定工况运行时给水泵入口有效汽蚀余量，m。

二、富裕压头最大降落值ΔH_{max}的计算

在计算过程中首先判断除氧水箱到给水泵（前置泵）入口下水管中水的质量 m_s 与最高工作压力的一级低压加热器入口至除氧器入口管道中的水量（包括 4 号低压加热器中水容积及金属当量水的质量）m_L 的大小，如果 $m_s<m_L$ 则按下列公式计算：

（1）当 $0<t\leqslant m_s/q$ 时

$$h_s=h_0$$

$$h_d=h_{L0}+(h_0-h_{L0})e^{-X/m} \tag{11-2}$$

（2）当 $m_s/q<t\leqslant m_L/q$ 时

$$h_s=h_{L0}+(h_0-h_{L0})e^{(m_s-X)/m} \tag{11-3}$$

$$h_d=h_{L0}+(h_0-h_{L0})e^{-X/m} \tag{11-4}$$

（3）当 $m_L/q<t\leqslant m_c/q$ 时

$$h_s=h_{L0}+a(m+m_L+m_s-X)-[ame^{m_L/m}-(h_0-h_{L0})]e^{(m_s-X)/m} \tag{11-5}$$

$$h_d=h_{L0}+a(m+m_L-X)-[ame^{m_L/m}-(h_0-h_{L0})]e^{-X/m} \tag{11-6}$$

（4）当 $m_c/q<t\leqslant(m_c+m_s)/q$ 时

$$h_s=h_{L0}+a(m+m_L+m_s-X)-[ame^{m_L/m}-(h_0-h_{L0})]e^{(m_s-X)/m} \tag{11-7}$$

$$h_d=h_c+[am(e^{m_c/m}-e^{m_L/m})+h_0-h_{L0}]e^{-X/m} \tag{11-8}$$

（5）当 $t>(m_c+m_s)/q$ 时

$$h_s=h_c+[am(e^{m_c/m}-e^{m_L/m})+h_0-h_{L0}]e^{(m_s-X)/m} \tag{11-9}$$

$$h_d=h_c+[am(e^{m_c/m}-e^{m_L/m})+h_0-h_{L0}]e^{-X/m} \tag{11-10}$$

如果 $m_s>m_L$ 则按下列公式计算：

（1）当 $0<t\leqslant m_L/q$ 时

$$h_s=h_0$$

$$h_d=h_{L0}+(h_0-h_{L0})e^{-X/m} \tag{11-11}$$

（2）当 $m_L/q<t\leqslant m_s/q$ 时

$$h_s=h_0$$

$$h_d=h_{L0}+a(m+m_L-X)-[ame^{m_L/m}-(h_0-h_{L0})]e^{-X/m} \tag{11-12}$$

（3）在 $m_s/q<t\leqslant m_c/q$ 时，h_s 及 h_d 的计算公式与 $m_s<m_L$ 中式（11-5）和式（11-6）相同。

（4）当 $m_c/q<t\leqslant(m_c+m_s)/q$ 时，h_s 及 h_d 的计算公式与 $m_s<m_L$ 中式（11-7）和式（11-8）相同。

（5）当 $t>(m_c+m_s)/q$ 时，h_s 及 h_d 的计算公式与 $m_s<m_L$ 中式（11-9）和式（11-10）相同。

根据上述计算可求得除氧器水箱内及给水泵入口饱和水焓值 h_s 及 h_d，由此可得到相应饱和状态下的压力和比体积，从而得出暂态过程中给水泵入口富裕压

头的最大降落值ΔH_{max}及相应的时间t_{max}。

$$\Delta H_{max}=(9.8p_s-9.8p_d)\times 10^4\times \frac{v_s+v_d}{2} \quad (11\text{-}13)$$

对上述公式进行分析及推导后可知，在机组甩负荷后的暂态过程中，富裕压头最大降落值ΔH_{max}发生在$m_c/q<t\leqslant (m_c+m_s)/q$的时间内。

发生ΔH_{max}时进入除氧器的累计凝结水量为

$$X_{max}=m\times \ln\left[e^{m_c/m}+\frac{(ame^{m_L/m}-h_0+h_{L0})(e^{m_s/m}-1)}{am}\right]\ \text{kg} \quad (11\text{-}14)$$

$$a=(h_{L0}-h_c)/(m_c-m_L) \quad (11\text{-}15)$$

式中　q——运行给水泵的流量，kg/s；

t——时间，s；

h_0——甩负荷瞬间除氧器水箱内饱和水焓，kJ/kg；

h_{L0}——甩负荷时进入除氧器的暖凝结水焓，kJ/kg；

h_c——凝汽器热井凝结水焓，kJ/kg；

m_c——低压加热器及凝结水管道中暖凝结水及金属当量水的质量之和，kg；

m_s——除氧器水箱到给水泵（前置泵）入口下水管中水的质量，kg；

m——除氧器水箱的计算贮水量和水箱金属当量水的质量之和，kg；

h_d——暂态过程中除氧器水箱中饱和水焓，kJ/kg；

h_s——暂态过程中给水泵（前置泵）入口处给水焓，kJ/kg；

p_d——暂态过程中除氧器水箱中给水饱和压力，MPa；

p_s——暂态过程中给水泵（前置泵）入口处给水饱和压力，MPa；

v_d——相应p_d的饱和水的比体积，m^3/kg；

v_s——相应p_s的饱和水的比体积，m^3/kg；

m_L——最高工作压力的一级低压加热器入口至除氧器入口管道中的水量(包括4号低压加热器中水容积及金属当量水的质量)，kg；

a——凝结水热焓变化速率。

三、除氧水箱到给水泵（前置泵）入口管道压降（Δp）的计算

$$\Delta p=\left(\frac{\lambda}{D_n}\times L+\sum\zeta\right)\times\frac{w^2}{2g}+p_L \quad (11\text{-}16)$$

$$\lambda=\frac{1}{\left(1.14+2\lg\frac{D_i}{K_d}\right)^2} \quad (11\text{-}17)$$

$$w=1.274\frac{qv}{D_n^2}\ \text{m/s} \quad (11\text{-}18)$$

式中　λ——计算管道摩擦阻力系数；

D_i——管子内径，m；

K_d——汽水管道的等值粗糙度，取$K_d=0.3\times10^{-3}$，m；

L——管道计算长度，m；

$\sum\zeta$——管道局部阻力系数总和（不包括滤网）；

w——计算管段内水流速，m/s；

q——计算管段内水流量，kg/s；

v——计算管段内水的比体积，m^3/kg；

p_L——给水泵（前置泵）入口滤网阻力，mH_2O。

第五节　设备选型

一、除氧器

（1）除氧器可采用一体式除氧器，也可采用分体式除氧器。

（2）除氧器总出力应根据最大给水消耗量选择。

（3）给水箱的贮水量宜根据除氧器布置位置，结合瞬态计算结果、机组控制水平和机组功能要求确定，一般可按下列要求确定：

1）200MW及以下机组宜为约10min的锅炉最大连续蒸发量时的给水消耗量；

2）200MW以上机组宜为3～5min的锅炉最大连续蒸发量时的给水消耗量；

3）当机组具有FCB功能时，给水箱的贮水量应适当加大；

4）给水箱的贮水量是指给水箱正常水位至水箱出水管顶部水位之间的贮水量。

（4）除氧器及其有关系统的设计，应有可靠的防止除氧器过压爆炸的措施。

（5）对单元制系统分体式除氧器给水箱启动时的加热方式要求如下：

1)根据除氧器形式可采用给水启动循环泵或再沸腾管；

2)给水启动循环泵的容量不宜小于除氧器启动时所用喷嘴额定流量的30%；

3）当采用再沸腾管时，所用的蒸汽应经过调压，并应采取措施防止除氧器和管系在运行中可能产生的水击和振动。

二、给水泵

（1）给水泵保证效率工况宜对应汽轮机THA或TMCR工况。

（2）给水泵保证效率不宜低于82%。

（3）正常运行及备用给水泵宜选用调速给水泵，启动用给水泵（如有）可选用调速或定速给水泵。

（4）湿冷机组给水泵配置原则如下：

1）300MW级及以上机组的给水泵宜配置2台容量各为最大给水消耗量50%或1台容量为最大给水消耗量100%的汽动给水泵。

2）600MW级及以上机组宜配置1台容量为最大给水消耗量25%～35%的定速电动给水泵作为启动给水泵；也可根据需要配置1台容量为最大给水消耗量25%～35%的调速电动给水泵作为启动与备用给水泵。

3）当机组启动汽源满足给水泵汽轮机启动要求时，也可取消启动用电动给水泵。

4）300MW级及以上供热机组，给水泵驱动方式宜经过技术经济比较确定。

（5）空冷机组给水泵配置原则。

1）直接空冷机组。

a. 300MW级机组的给水泵宜配置不少于2台、容量各为最大给水消耗量50%的调速电动给水泵。

b. 600MW级及以上机组的给水泵宜配置3台容量各为最大给水消耗量35%的调速电动给水泵，不设备用。当采用汽动给水泵时，宜配置2台容量各为最大给水消耗量50%的汽动给水泵和1台容量为最大给水消耗量25%～35%的电动给水泵；汽动给水泵的冷却方式宜采用间接空冷。

2）间接空冷机组。

a. 300MW级以下机组的给水泵宜配置不少于2台、容量各为最大给水消耗量50%的调速电动给水泵。

b. 600MW级及以上机组的给水泵宜配置2台容量各为最大给水消耗量50%的间接空冷汽动给水泵和1台容量为最大给水消耗量25%～35%的电动给水泵；也可配置3台容量各为最大给水消耗量35%的调速电动给水泵，不设备用。

（6）给水泵前置泵的扬程应根据给水泵组的布置，满足主给水泵必需汽蚀裕量的要求。

（7）电动给水泵组应采用同轴配置。

（8）汽动给水泵组可采用不同轴配置或同轴配置。

三、给水加热器

（1）给水加热器的级数应与汽轮机回热抽汽级数相匹配。汽轮机回热抽汽级数由汽轮机制造厂根据工程具体情况进行热力优化计算确定。大容量汽轮机普遍采用三级及以上高压抽汽回热系统，分别对应三级给水加热器，第四级抽汽给除氧器提供加热蒸汽。

（2）600MW级及以下机组给水加热器宜采用单列配置。

（3）1000MW级大容量机组给水加热器宜采用双列配置，也可综合机组容量和投资选用单列配置。

（4）给水加热器宜采用卧式，也可采用立式。

（5）高压加热器换热面积宜以汽轮机最大连续功率（TMCR）工况为设计工况，并留有10%的面积裕量，且校核在汽轮机阀门全开（VWO）工况的给水流量（对具有FCB功能的机组，还应加上高压旁路所需的喷水流量）时流速不超过2.4m/s。

（6）设有内置式蒸汽冷却段的高压加热器的给水端差应不小于−2℃，无蒸汽冷却段的高压加热器的给水端差应不小于1℃。设有内置式疏水冷却段的高压加热器的疏水端差不小于5.5℃。

（7）高压加热器水侧压降应小于0.1MPa。

四、外置式蒸汽冷却器

（1）为了进一步提高回热系统效率，对再热后第一级抽汽对应的给水加热器可采用外置式蒸汽冷却器；一次再热机组可采用1台外置式蒸汽冷却器，二次再热机组可采用2台外置式蒸汽冷却器。

（2）外置式蒸汽冷却器通常布置在末级给水加热器之后的给水管道上。

（3）外置式蒸汽冷却器通常采用卧式U形管结构。

五、给水泵滤网

（1）给水泵前置泵入口应设置粗滤网，滤网宜采用卧式，滤网报警阻力不宜大于50kPa。

（2）主给水泵入口应设置精滤网，滤网报警阻力不宜大于50kPa。

第六节 管道组成件的选择

一、管材

（1）高压给水管道材料宜采用15NiCuMoNb5-6-4，也可根据工程要求选择A106C。

（2）给水泵再循环高压管道材料可根据设计压力采用15NiCuMoNb5-6-4、20G或A106C。给水泵再循环阀后管道材料宜采用耐磨损的CrMo合金钢。

（3）再热器减温水管道材料可采用20G，也可根据工程要求选择A106C。

（4）低压给水管道、中压给水管道材料宜采用20G，也可根据工程要求选择A106B。

二、管件

（1）给水管件的材料和压力等级应与相连管道相同。

（2）高压给水管道的三通形式可按表11-1选用。

表 11-1　高压给水三通形式

机组容量及参数	≥600MW 超超临界	≥600MW 亚、超临界	300～350MW 超临界	300～350MW 亚临界
高压给水管道三通形式	整锻	整锻、挤压	挤压、锻制	挤压、焊接、锻制

（3）主给水流量测量装置宜采用喷嘴形式。

（4）弯头、异径管、三通、堵头的尺寸、公差及技术要求应按 DL/T 695《电站钢制对焊管件》的规定执行，锻制大直径三通应满足 DL 473《大直径三通锻件技术条件》的技术条件。弯管、弯头、三通和异径管等管道附件的通流面积不应小于相连管道通流面积的 95%。

（5）高压给水系统管道宜采用工厂化配管。

三、系统阀门

（1）给水加热器大旁路阀有三种形式：

1）进、出口均采用液动（高压给水驱动）或电动三通阀，出口三通阀应采用单阀座结构。

2）进口采用电动三通阀，出口采用电动闸阀。

3）进、出口及旁路均采用电动闸阀。

（2）给水加热器旁路阀所要求的关闭速度取决于进入加热器额外水的总量，以及高高水位报警水位线与加热器抽汽入口之间的存水容积。计算进入加热器额外水的总量，取下列两者的较大值：

1）两根管子破裂流出的水量（4 个断口）。

2）相当于管侧流量 10%的水量。

（3）抽汽闸阀关闭时间按如下原则计算。抽汽管道电动隔离阀所要求的关闭时间 t（s），取决于流至加热器中的额外增加水流量 q（m^3/h）及加热器超高水位报警线和抽汽管道上隔离阀之间的有效容积 V（m^3）。对于高压加热器（表面式加热器），计算额外增加水流量应为下列两项水量的最大值：

1）加热器水侧两根管子同时破裂（4 个断口）时流出的水量。注：此水量为按 DL/T 5054—2016《火力发电厂汽水管道设计规范》中式（8.3.6-1）计算出的水量的 2 倍。

2）相当于最大负荷下本级加热器管侧给水流量的 10%。

抽汽管道电动隔离阀所要求的关闭时间 t（s）为

$$t \leqslant \frac{3600V}{q} \tag{11-19}$$

式中　V——加热器超高水位报警线和抽汽管道上隔离阀之间的有效容积，m^3；

q——流至加热器中的额外增加水流量，m^3/h；

t——抽汽管道电动隔离阀所要求的关闭时间，s。

当加热器布置位置比汽轮机抽汽口高时，计算有效存水容积 V 时，要特别注意。因为当水一旦漫过抽汽管道的最高点 S，就会迅速冲进汽轮机。容积 V 仅为加热器出口到管道最高点 S 间管道容积和加热器高-高水位之上的空间容积之和，而不是算到电动隔离阀前，如图 11-6 所示。

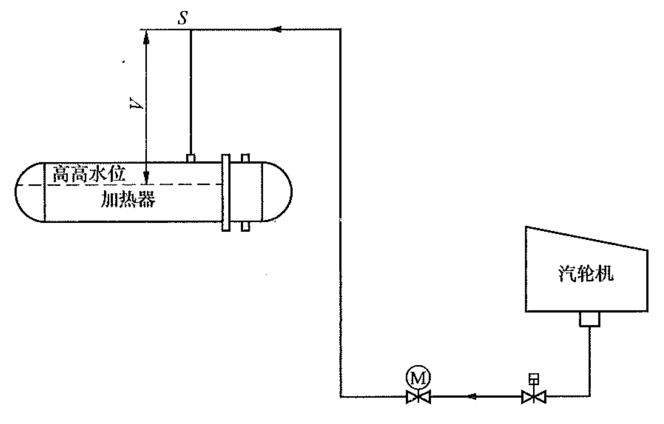


图 11-6　有效存水容积 V 示意图

（4）减温器喷水控制阀前应串联安装一只动力驱动的闭锁阀。此阀门应能起严密关闭作用以防止喷水控制阀泄漏，并且作为喷水控制阀在事故时不能起关闭作用时的备用。喷水控制阀和闭锁阀组成一对双重保护以防止有疏忽时将喷入的水带进蒸汽系统。

（5）给水系统阀门均应选用钢制阀门。

第七节　布　置　设　计

一、设计输入

（1）给水系统图。

（2）制造厂提供的设备外形图、性能曲线、安装检修要求等资料。

（3）主厂房、锅炉的相关土建结构资料。

二、设备布置与安装设计

（一）除氧器

（1）除氧器宜高位布置，标高应满足各种工况（特别是除氧器暂态工况）下给水泵前置泵必需汽蚀余量的要求。

（2）除氧器的支架应布置在厂房框架梁上，对除氧器应设检修平台。

（3）除氧器如露天布置，其附近布置的阀门执行机构等部件应按相应防护等级选型，除氧器上部应设结构满足管道支吊需要，除氧器层屋面应做好排水措施；对设备应考虑防冻措施。

（二）给水泵

（1）给水泵前置泵的位置应结合除氧器的布置确定。

（2）主给水泵的位置应结合驱动方式和汽机房总体布置确定，满足系统要求，方便运行和检修。

（3）给水泵组上部应配置检修起吊设施，布置在汽机房运转层的给水泵组可利用汽机房行车进行检修起吊。

（4）给水泵滤网应布置在便于拆卸清洗的位置。

（三）给水加热器

（1）给水加热器的位置应结合给水加热器数量、形式及主厂房总体布置确定，做到给水管道（包括旁路）简短、抽汽管道阻力小、疏水顺畅。

（2）给水加热器的固定支架宜布置在厂房框架梁上。

（3）给水加热器应预留更换拖运通道和检修空间。

（4）可根据布置需要在除氧器间设置高压加热器层。

三、管道布置设计

（1）管道布置在满足安全和功能的条件下，应同时考虑流阻低、高效节能的方案，应优先保证正常运行主管线布置的顺畅性。

（2）给水系统管道的最小放水坡度，不应小于下列数值：

1）低压给水管道，0.15。

2）其他给水系统管道，0.002。

（3）给水流量测量装置前后直管段的长度不宜小于管道内径的20倍和6倍，也可根据制造厂的要求确定合理的前后直管段长度。

（4）每根给水泵再循环管道应单独接至除氧器水箱，给水再循环阀宜尽量靠近除氧器水箱接口。给水再循环阀后转弯处应采用消能三通。

（5）双列给水加热器相接给水等主要管道的布置应使各列流量分配平衡。

（6）疏水、放气、取样、仪表等通径较小的管道应采用接管座形式与通径较大的主管连接，同时应具有足够的柔性，避免小管道承受过大的应力。

四、常见的布置与安装形式

（1）除氧器有以下常见布置方案：

1）布置在除氧器间顶层（室内布置或露天布置）。

2）布置在汽机房运转层。

（2）给水泵组有以下常见布置方案：

1）汽动给水泵布置在运转层，电动给水泵前置泵布置在0m层，电动给水泵启动泵（如有）布置在0m层。

2）汽动给水泵组同轴布置在运转层，电动给水泵启动泵（如有）布置在0m层或运转层。

3）电动给水泵组同轴布置在0m层。

（3）给水加热器有以下常见布置方案：

1）从上到下3-1-2分多层布置在除氧器间。

2）除氧器间运转层布置2台，除氧器间夹层布置1台。

3）同层布置在除氧器间运转层。

4）同层布置在汽机房运转层。

5）汽机房运转层布置1台，汽机房夹层布置2台。

五、支吊架的设计

（1）管道支吊架的设置和选型应根据管道的总体布置及各种可能出现的工况综合分析确定，且应满足下列要求：

1）支吊架应合理分配管道荷载，防止个别支吊架荷载过大。

2）支吊架应能承受管道的静荷载和偶然荷载。

3）支吊架应合理约束管道位移，防止管系局部位移过大，且不应限制设备接口发生位移。

4）在各种工况下管道应力均在允许的范围内，相关设备接口的推力和力矩满足制造厂的要求。

5）增加管道的稳定性，防止管道振动。

（2）支吊架间距应考虑管道荷载的合理分布，并满足管道强度、刚度和防止振动等要求。水平管道支吊架间距的确定，应保证管道不产生过大的挠度和应力。垂直管道也应控制支吊架间距，防止管道由于各种荷载组合作用而产生过应力。支吊架间距的计算方法和控制要求应满足GB 17116《管道支吊架》的规定。

（3）支吊架设计时应考虑的荷载类型及结构荷载的取用方法应符合DL/T 5054—2016《火力发电厂汽水管道设计规范》的规定。

（4）对于较长的垂直管道，一般宜在垂直管道上设置刚性吊架，以增加管系的稳定性，并控制管系的位移和应力。

（5）垂直管道双拉杆刚性吊架设计时，应考虑其中一根拉杆脱载时，另一根拉杆和管夹能单独承受该吊点的全部设计荷载。

（6）高压给水管系弹簧支吊架由冷态到运行工况，弹簧的荷载变化系数不宜大于25%。

（7）与管道直接焊接的卡块、限位块等材料，应与管道材料一致，避免出现异种钢焊接。

（8）管道支吊架零部件应有足够的强度和刚度，并应尽可能采用典型支吊架手册中的结构和元件。

（9）高压给水支吊架管部应采用管夹形式。

（10）在任何工况下管道吊架拉杆可活动部分与垂线的夹角，刚性吊架不得大于3°，弹性吊架不得大于4°。当上述要求不能满足时，应偏装或设置滚动装置。根部相对管部在水平面内的计算偏装值为：冷位移（矢量）+0.5×热位移（矢量）。

（11）对于垂直管道双拉杆刚性吊架，其两侧吊杆应平行安装，两吊杆所在平面宜垂直于该吊点管道水平合成位移方向。

（12）对流速较高的给水管道，如加热器旁路管道、给水泵小流量再循环管道，支吊架应采取防振措施。

六、对其他系统、专业、厂商的要求

（1）给水系统布置应总体规划，设计必要的设备拖运通道和检修空间。土建提资应计及设备拖运通道的荷载和留孔。

（2）锅炉房范围内的管道和支吊架如由锅炉制造厂设计，则应注意向锅炉制造厂提供完整的应力分析计算结果数据。

七、布置与安装设计应注意的问题

（1）穿屋顶的管道留孔应要求土建专业设置防水凸缘，管道上设置防雨罩，并应不影响管道的热胀。室外管道吊架的拉杆，在穿过保温层处应装设防雨罩。

（2）管道现场安装完成后，必须对管道系统进行水压试验。水压试验压力（表压）应不小于1.5倍的设计压力，试验用水温度应不低于5℃，且不高于70℃。水压试验用水水质必须清洁且对管道系统材料的腐蚀性很小。

（3）高压给水设备及管道，宜设置有压放水系统。

第十二章

凝结水系统设计

第一节 系统说明

一、设计范围

凝结水系统设计范围如下：

（1）凝结水主管路系统，从凝汽器热井出口至除氧器凝结水入口（不包括凝结水精处理装置），包括凝结水再循环系统。

（2）凝结水补水系统，从凝结水补给水箱至凝汽器等各补水用户。

（3）凝结水减温水系统，从凝结水主管（或杂用水母管）三通出口至各减温水用户接口。

（4）凝汽器热井溢水系统，从凝结水主管三通出口至凝结水补给水箱进口。

（5）凝结水系统上水系统，从凝结水补水管至凝结水管道主路。

（6）凝结水杂项系统，从凝结水主管（或杂用水母管）三通出口至各用户接口。

（7）凝结水排污放水系统，从凝结水主管（末级低压加热器出口）至排放系统。

二、系统功能

（1）凝结水主管路是将凝结水从凝汽器热井输送到除氧器，输送过程中对凝结水进行加热、除氧、化学处理和杂质净化。

（2）凝结水通过汽轮机抽汽在低压加热器和除氧器内加热，提高了循环效率。凝结水除氧是为了排除氧气和其他不凝结的气体，以防止腐蚀及设备形成气体堵塞，凝结水是在凝汽器和除氧器内除氧的。凝结水以注入联氨进行化学处理，控制 pH 值，并清除残余的氧气，从而使腐蚀减少到最小程度。凝结水净化是在精处理装置（净化除盐装置，可选择）内进行，以排除杂质和控制溶解固形物质的浓度。

（3）凝结水补水系统的功能是从凝结水补给水箱向凝汽器补水，补充热力循环中的汽水损失；向闭式循环冷却水等系统提供启动注水和运行补水。

（4）凝结水减温水系统的功能是向各种需要减温的设备提供减温水。

（5）凝汽器热井溢水系统的功能是，当热井水位过高时通过向凝结水补给水箱排水使凝汽器热井水位回到正常水位。

（6）凝结水系统上水系统的功能是启动前向凝结水系统、锅炉注水（如需要）。

（7）凝结水系统还提供部分设备的密封水及杂项系统的补充水。

三、主要性能指标

凝结水系统管道流速范围如下：

（1）凝结水泵入口侧管道，0.5～1.0m/s。

（2）凝结水泵出口侧管道，2.0～3.5m/s。

（3）凝结水补给水泵进口侧管道，0.5～1.5m/s。

（4）凝结水补给水泵出口侧管道，1.5～3m/s。

（5）自流管道，小于 1.0m/s。

四、设计原则

1. 设计要求

（1）系统方案设计和设备配置应满足系统功能的要求。

（2）设备配置、容量和技术参数的确定须满足 GB 50660《大中型火力发电厂设计规范》的规定。

（3）管道设计参数的选取、规格壁厚的确定、材料特性数据的选用、管道应力的验算应满足 GB 50764《电厂动力管道设计规范》、DL/T 5054—2016《火力发电厂汽水管道设计规范》及 DL/T 5366《火力发电厂汽水管道应力计算技术规程》的规定。

2. 设计输入

凝结水系统设计需要输入的原始数据包括：

（1）汽轮机制造厂提供的热平衡图。

（2）主机对凝结水补水系统的要求。

（3）各减温水用户的减温水参数、流量和水质要求。

（4）其他各杂项用户的用水参数、流量和水质要求。

（5）系统相关设备的资料（凝汽器、凝结水泵、低压加热器、轴封冷却器、除氧器及水箱等）。

五、设计参数

1. 凝结水系统的设计压力

（1）凝结水泵进口侧管道，取用泵吸入口中心线至汽轮机排汽缸接口平面处的水柱静压（此时凝汽器内按大气压力），且不小于 0.35MPa。

（2）凝结水泵出口侧管道，取用泵出口阀关断情况下泵的扬程与进水侧压力（上述水柱静压）之和。

（3）凝结水补给水泵出口侧管道，取用泵出口阀关断情况下泵的扬程与进水侧压力之和。

2. 凝结水系统的设计温度

凝结水泵出口至除氧器主管路设计温度，取用低压加热器后凝结水的最高工作温度。

第二节　常见系统设计方案

一、系统方案拟定

系统方案的拟定应根据机组的形式、凝结水系统的功能要求等因素确定。

1. 凝结水泵的配置

（1）凝汽式机组宜装设 2 台容量各为最大凝结水量 100%的凝结水泵；也可装设 3 台容量各为最大凝结水量 50%的凝结水泵，其中一台备用。

（2）工业抽汽式供热机组或工业、采暖双抽式供热机组，每台机组宜装设 2 台凝结水泵，每台泵容量分别按 100%设计热负荷工况下凝结水量和 50%最大凝结水量计算，取大值。

（3）凝汽采暖两用机组，宜装设 3 台容量各为最大凝结水量 50%的凝结水泵。

（4）为提高运行经济性，凝结水泵可采用变频调速。

2. 加热器的配置

（1）加热器的级数设置应根据汽轮机制造厂提供的回热系统确定。

（2）根据汽轮机制造厂提供的低压加热器停运数量对汽轮机出力的限制条件，以及除氧器能达到的温升能力确定加热器旁路的配置。

3. 轴封冷却器的配置

（1）根据汽轮机制造厂要求，系统设置一台全容量或部分容量的轴封冷却器，通常采用表面式热交换器，用以凝结汽轮机轴封漏汽和低压阀杆漏汽，并排出空气和其他不凝结气体至大气，轴封冷却器依靠轴封风机维持微真空状态，以防蒸汽漏入大气和汽轮机润滑油系统。

（2）部分容量的轴封冷却器，应设置一路带有节流阀的旁路管道用于旁通超过轴封冷却器设计流量的凝结水。

（3）汽轮机制造厂允许切除轴封冷却器运行的机组，可设置全容量旁路。

4. 凝结水最小流量再循环系统

（1）轴封冷却器出水侧管道上应设置最小流量再循环管路，经最小流量再循环阀回到凝汽器。设计流量按凝结水泵和轴封冷却器要求的最小流量中的较大值确定。调节阀通过装设在轴封冷却器进水侧的流量测量装置的信号进行调节。

（2）由于凝结水泵出口隔离阀与泵操作机构联锁，各台泵无需单独设置最小流量再循环保护。

5. 凝结水流量控制

（1）凝结水流量通过除氧器水位调节阀调节。为了提高调节性能，宜并列设置主、副调节阀，分别用于正常运行及低负荷运行。

（2）采用凝结水泵变频调速的机组，系统宜设置副调节阀，当变频装置故障需切换至工频运行时，系统应设置主路调节阀。

6. 凝汽器热井溢水系统

（1）当凝结水系统水量变化而导致凝汽器热井的水位过高时，则将凝结水系统溢水阀打开，将凝结水（电导率不超过标准的干净凝结水）排至凝结水补给水箱。当水位恢复正常时，调节阀自动关闭。凝结水系统溢水管路宜设置在轴封冷却器的出口管线上。

（2）凝结水受污染（高电导率）时，通过凝结水精处理装置的排水管路排放。

7. 凝结水排水系统

为了满足机组安装或检修后再启动时系统冲洗的需要，末级低压加热器出口凝结水管道上应设置一路排水管道。排水可排放至锅炉疏水扩容器或辅助蒸汽扩容器等处。

8. 凝结水减温水系统

凝结水减温水母管通常在凝结水精处理装置出口（或轴封冷却器后）引出，为各减温水用户提供用水。

9. 凝结水补水系统

（1）为满足凝结水系统正常补水和机组启动相关系统充水和补给水要求，每台机组宜设置一台凝结水补给水箱。补给水箱的补充水来自化学除盐水系统。该补给水箱也接受从凝汽器热井来的多余凝结水。

（2）系统设置补给水泵，以满足机组正常运行和启动时相关系统充水和补给水的要求。当机组正常运

行时，凝汽器的真空能产生足够的压差使补充水自流到凝汽器而无需用补给水泵，系统可设置一路带有一只止回阀的旁路，以旁通补给水泵。

(3) 补给水泵可不设备用，当凝汽器补给水接口位置过高，机组正常运行而无法利用真空直接补水时，补给水泵宜设备用。泵向机组补水的总容量宜按锅炉启动时的补给水量要求选择。

(4) 当与化学专业协调后，其系统能满足机组启动和运行的要求时，凝结水系统可不设补给水箱和补给水泵。

10. 凝结水杂项系统

(1) 锅炉上水（冷态充水）管路（如需要）接自凝结水系统，可利用补给水泵上水，也可利用凝结水泵上水。上水管路可接到给水泵出口的高压给水系统上。

(2) 凝结水泵密封水正常运行时来自凝结水泵出口管道，第一台凝结水泵启动时，密封水来自凝结水补水系统。

(3) 从减温水母管接出管路为其他密封水用户及其他用户提供用水。

二、典型的系统方案

(一) 湿冷机组

1. 凝结水系统

(1) 亚临界及以上机组通常采用中压凝结水精处理系统，即凝结水系统中仅设凝结水泵，不设凝结水升压泵，系统简单。

(2) 通常系统设置两台全容量的凝结水泵。为降低厂用电，有相当数量的机组采用两台全容量凝结水泵＋一套变频装置的配置，使凝结水泵在各种负荷工况都能在高效区运行，降低厂用电耗，设备投资有所增加，但运行成本可大大降低；也有采用 3 台半容量的凝结水泵配置，低负荷时可采用单泵运行，增加运行灵活性，降低厂用电耗。

(3) 凝结水泵进口管道上装有电动隔离阀、滤网、安全阀和补偿器。滤网是防止杂质进入泵内，滤网上装有压差开关，压差大于设定值时，取出滤芯清洗。由于泵进口管直径大，长度短，刚度较大，因此在靠近泵进口法兰处装设补偿器，满足泵接口的荷载要求，并方便凝结水泵安装对口。安全阀是防止备用泵在进口隔离阀关闭而出口隔离阀开启的情况下，由于止回阀泄漏而造成低压进水侧管道，尤其是补偿器的超压，安全阀的出口管接到泵进口隔离阀的进水侧。

(4) 凝结水泵出口管道上装有止回阀和电动隔离阀。进、出口隔离阀与凝结水泵电动机联锁。

(5) 凝结水泵密封水管路，启动接自补充水系统，正常运行接自凝结水泵出口母管。

(6) 凝结水精处理装置、轴封冷却器均设有单独的 100%容量的旁路；前两级低压加热器采用复合式单壳体结构或独立式单壳体结构（上汽引进西门子技术的机组），置于凝汽器接颈部位与凝汽器成为一体，采用电动阀大旁路系统（上汽引进西门子技术的机组末两级低压加热器与疏水冷却器共同采用大旁路系统）。后两级低压加热器为卧式、双流程形式，采用电动隔离阀的大旁路系统；也有采用电动隔离阀的小旁路系统，以减少除氧器过负荷运行的可能性。轴封冷却器和低压加热器水室或相邻管道上需装设泄压阀，以防止进、出口隔离阀关闭时由于凝结水热膨胀造成超压。

(7) 供给各辅助系统的减温用水和辅助系统的补充用水，以及设备或阀门的密封用水通常从轴封冷却器后的管道引出。

(8) 轴封冷却器后设有最小流量再循环管路，经最小流量再循环阀回到凝汽器，以保护凝结水泵和轴封冷却器。最小流量再循环阀通过装设在轴封冷却器进水侧的流量测量装置的信号进行调节。

(9) 凝结水溢水管路通常在轴封冷却器后引出，当凝汽器热井高水位时，将凝结水再循环至补给水箱。

(10) 控制除氧器水箱水位的调节阀组通常布置在低压加热器进口管路。

(11) 末级低压加热器出口设有凝结水排水管路，当安装或检修后再启动时，将不合格的凝结水放入锅炉疏水扩容器或辅助蒸汽疏水扩容器。

常见系统方案如图 12-1 所示。

2. 凝结水补水系统

(1) 凝结水补水通常补入凝汽器。

(2) 通常每台机组设一台凝结水补给水箱，正常运行时向凝汽器补水和回收热井高水位时的回水；机组启动期间向凝结水、闭式循环冷却水等系统提供启动注水。水源来自化学水处理室的除盐水。两台机组的补给水箱设有联络管。

(3) 每台补给水箱通常配备两台凝结水补给水泵（总容量按最大补水量考虑）。补给水泵设有旁路，机组正常运行时通过该旁路靠补给水箱和凝汽器真空之间的压差向凝汽器补水。真空直接补水不能满足时，开启凝结水补给水泵向凝汽器补水。凝汽器补水控制装置设两路：一路为正常运行补水；另一路为启动时大流量补水，如图 12-2 所示。

(4) 超临界及超超临界机组对凝汽器出口凝结水含氧量要求较高，运行补水通常补入凝汽器接颈部位，启动阶段补水量较大，通常补入凝汽器热井。由于运行补水接口位置较高，靠真空直接补水无法满足要求，补给水泵可不设旁路。

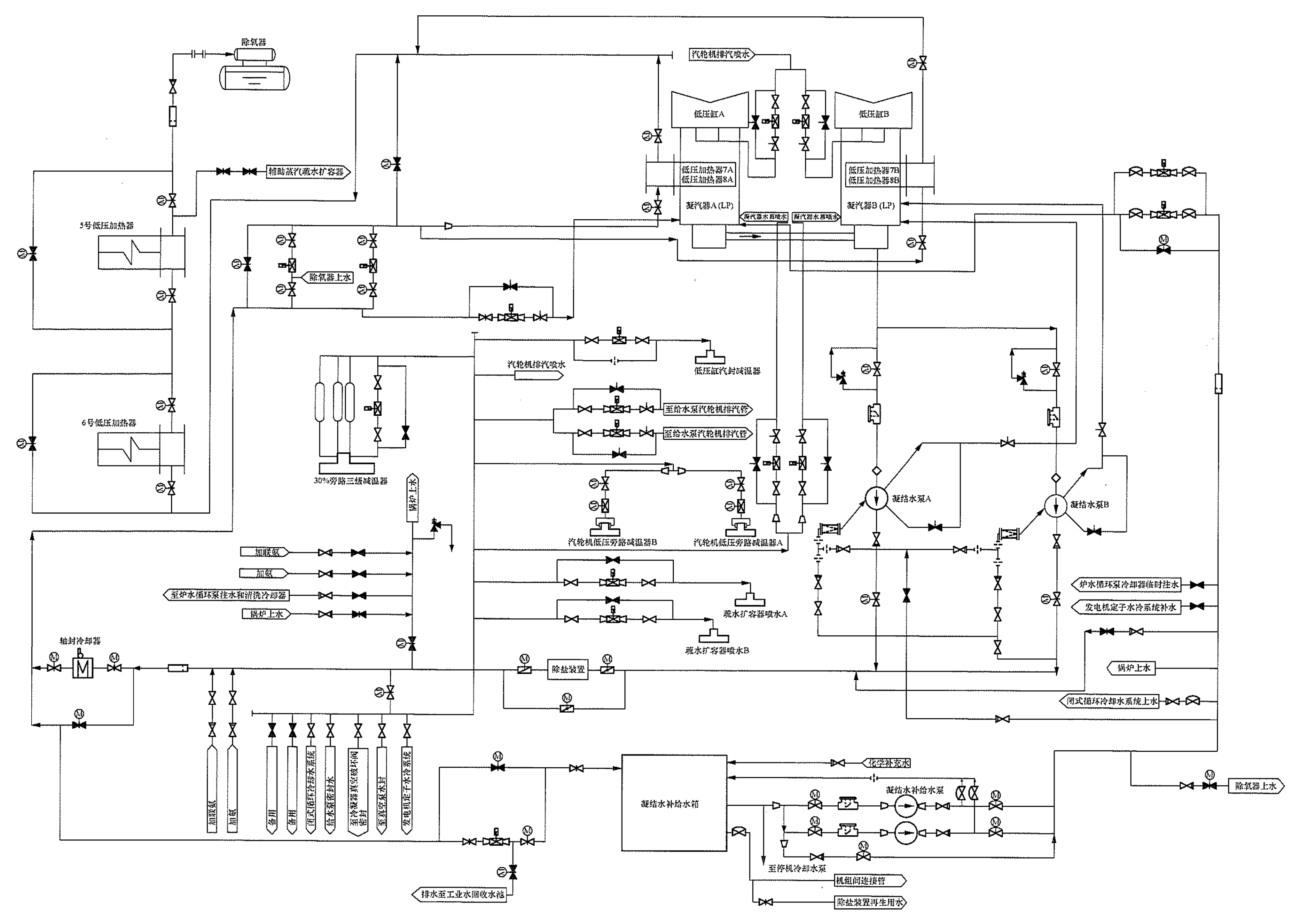


图12-1　凝结水典型系统图

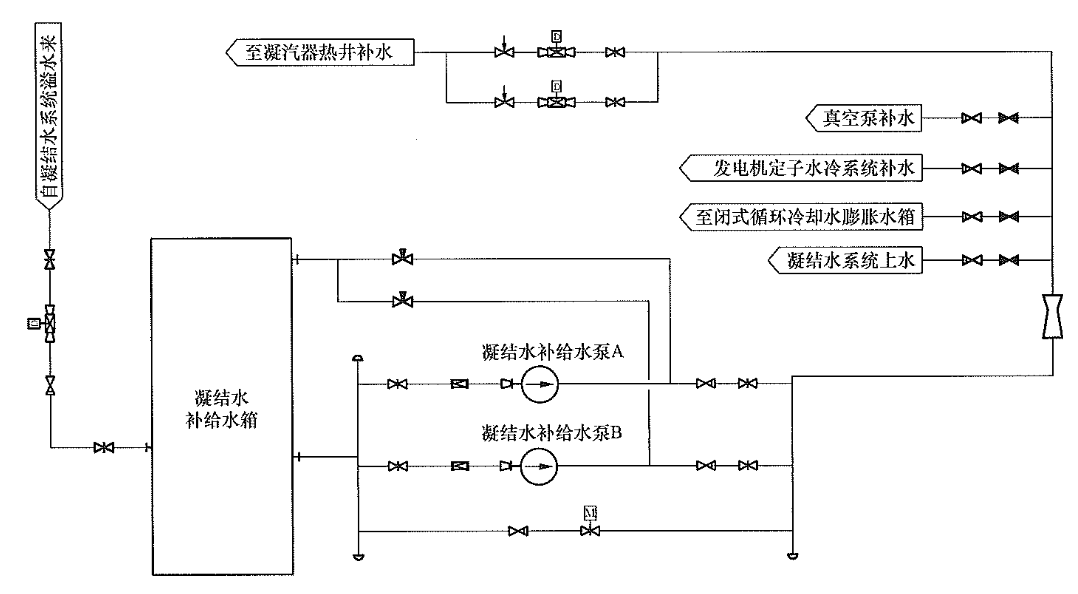


图 12-2　典型凝结水补水系统图

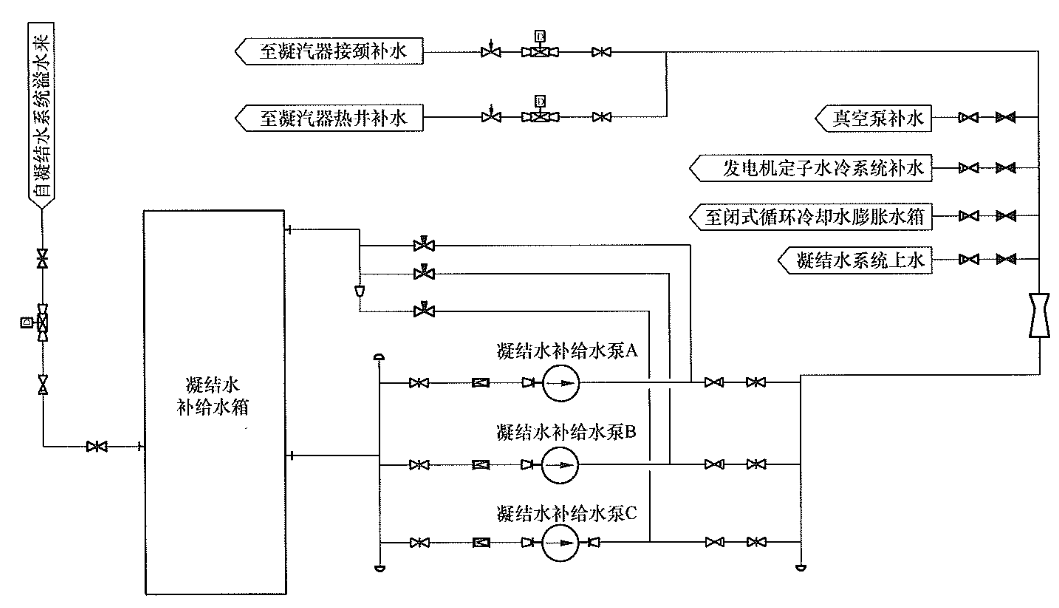


图 12-3　典型凝结水补水系统图

（5）由于机组启动补水量和运行补水量相差较大，也有“二大一小”的补给水泵的配置，大容量泵用于启动注水和补水，小容量泵用于正常运行补水，以降低厂用电耗，如图 12-3 所示。

（二）空冷机组

空冷机组可分为间接空冷机组和直接空冷机组。间接空冷机组冷却系统又分表面式间接空冷系统和混合式间接空冷系统。就凝结水系统而言，表面式间接空冷系统机组与常规湿冷机组基本相仿；混合式间接空冷系统机组除凝汽器形式与湿冷机组不同外，其余设备和系统设置与湿冷机组基本相仿。

直接空冷机组冷却系统（简称直接空冷系统），即汽轮机排汽通过排汽管道直接进入空冷凝汽器，无湿冷机组常规的凝汽器配置，其冷凝水由凝结水泵排入汽轮机组的回热系统。因此，凝结水泵之前的系统和设备配置与湿冷机组不同，凝结水泵出口后的系统和设备配置与湿冷机组基本相同。由于背压较高，相比湿冷机组回热级数通常会少一级，也即少一级低压加热器。

直接空冷系统由于机组形式及容量不同，技术的发展阶段不同，其设备配置也不尽相同。根据工程实际应用，目前有以下五种方案，均有运行经验。

1. 带排汽装置、不设除氧器、凝结水收集箱外置的系统

早期设计的直接空冷凝汽系统，是凝结水收集箱与排汽装置分体设置系统，不设除氧器。排汽装置从湿冷机组的凝汽器发展而来，去掉水室和管束，颈部布置一级低压加热器，下部收集各种疏水，如图 12-4 所示。

2. 除氧器、凝结水收集箱与排汽装置分体设置系统

在前方案的基础上增加了除氧器，凝结水收集箱

与排汽装置分体设置，如图12-5所示。

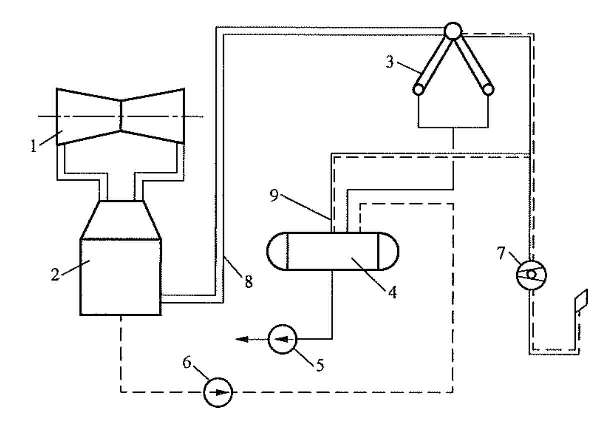


图12-4　直接空冷凝汽系统示意图（一）

1—汽轮机低压缸；2—排汽装置；3—空冷凝汽器；4—凝结水收集箱；5—凝结水泵；6—疏水泵；7—真空泵；8—排汽主管；9—抽真空管

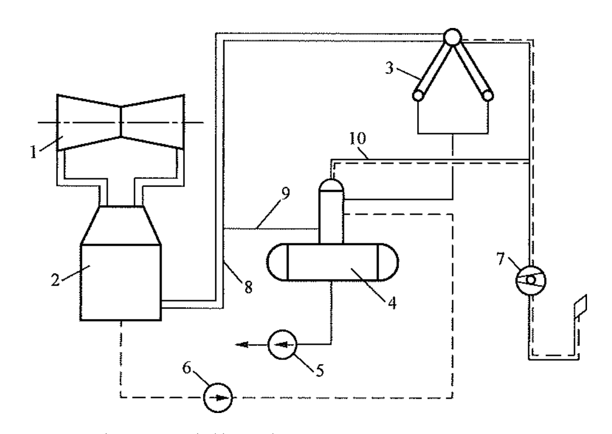


图12-5　直接空冷凝汽系统示意图（二）

1—汽轮机低压缸；2—排汽装置；3—空冷凝汽器；4—凝结水收集箱；5—凝结水泵；6—疏水泵；7—真空泵；8—排汽主管；9—平衡管；10—抽真空管

3. 除氧器外置、凝结水收集箱与排汽装置一体设置系统

此方案是将除氧器外置，并将凝结水收集箱与排汽装置设成一体的系统。凝结水收集箱与排汽装置做成一体，凝结水收集箱设置于排汽装置底部。因为排汽装置没有除氧功能，需另设混合式预加热除氧器，对化学补水和凝结水进行除氧。经过这样的改进减少了设备，简化了系统，如图12-6所示。

4. 不带排汽装置，除氧器和凝结水收集箱外置的系统

在第二个方案的基础上取消了排汽装置。其优点是节省投资，缺点是占用空间较大，系统复杂，如图12-7所示。

5. 除氧器和凝结水收集箱内置于排汽装置之中的系统

在经历了上述几次改进后，已有相对先进的方案，即把除氧装置和凝结水收集箱同时内置在汽轮机排汽

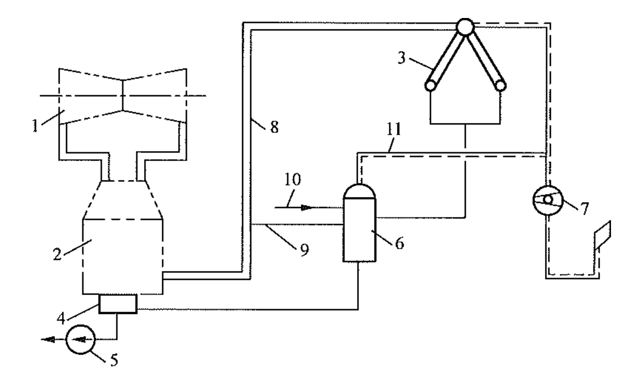


图12-6　直接空冷凝汽系统示意图（三）

1—汽轮机低压缸；2—排汽装置；3—空冷凝汽器；4—凝结水收集箱；5—凝结水泵；6—混合式预加热除氧器；7—真空泵；8—排汽主管；9—平衡管；10—化学补水管；11—抽真空管

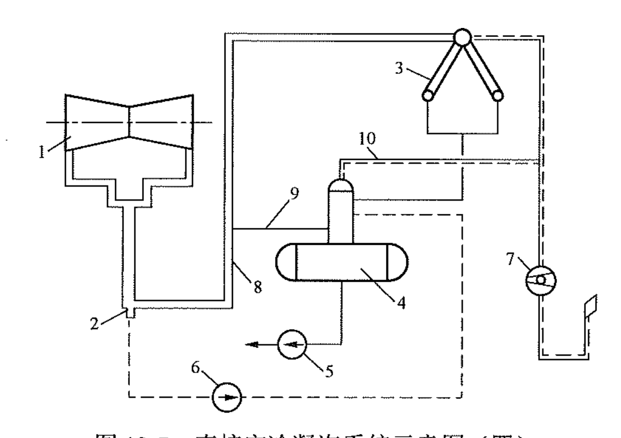


图12-7　直接空冷凝汽系统示意图（四）

1—汽轮机低压缸；2—疏水罐；3—空冷凝汽器；4—除氧器和凝结水收集箱；5—凝结水泵；6—疏水泵；7—真空泵；8—排汽主管；9—平衡管；10—抽真空管

装置中，充分利用汽轮机排汽对凝结水和补水进行除氧。除氧头及凝结水收集箱一起与排汽装置做成一体的排汽装置，系统简单，减少了设备，节约了管材和施工安装量，排汽装置内置式除氧技术逐渐应用在直接空冷机组上，如图12-8所示。

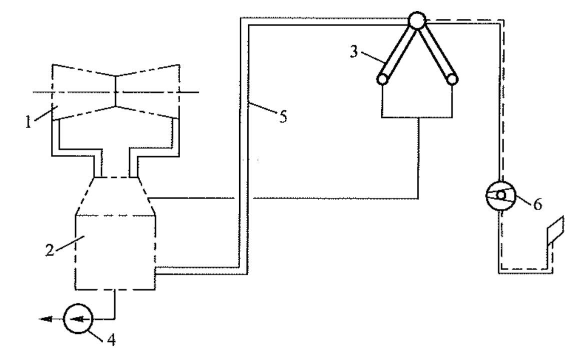


图12-8　直接空冷凝汽系统示意图（五）

1—汽轮机低压缸；2—具有凝结水真空除氧功能的排汽装置；3—空冷凝汽器；4—凝结水泵；5—排汽主管；6—真空泵

前四个方案系统复杂，而且还多了一套疏水系统，第五个方案系统最简单，适合于大型直接空冷机组。

第三节　联　锁　条　件

一、凝汽器水位

（1）热井水位由凝汽器补充水管上主调节阀和副调节阀（小流量调节阀），以及轴封冷却器后放水到凝结水补给水箱的溢流阀调节。

（2）热井正常补水由凝汽器补水副调节阀调节，大流量补水时，凝汽器副调节阀全开，凝汽器主调节阀参与调节。机组启动期间，由于补水量大，由凝汽器主调节阀进行补水。热井水位正常时，凝汽器主调节阀及轴封冷却器后放水到凝结水补给水箱的溢流调节阀关闭。

（3）热井水位变化时控制策略如下：

1）热井水位至低Ⅰ值时，集中控制室报警，凝汽器补水主调节阀和/或凝汽器补水副调节阀开（或开大），轴封冷却器后放水到凝结水补给水箱的调节阀门全关。凝汽器补水主调节阀和凝汽器补水副调节阀开启时，阀前后应达到一定压差。

2）热井水位至低Ⅱ值时，凝结水泵跳闸。

3）热井水位至高Ⅰ值时，集中控制室报警，凝汽器补水主调节阀和/或凝汽器补水副调节阀自动关闭。

4）热井水位至高Ⅱ值时，集中控制室报警，轴封冷却器后放水到凝结水补给水箱的溢流调节阀自动打开，凝汽器补水主调节阀和副调节阀全关，备用凝结水泵启动。

5）当水位恢复到正常值时，水位调节阀恢复自动调节。

二、凝结水泵

（1）每台机组设两台100%容量凝结水泵，互为备用。

（2）凝结水泵可分别在集中控制室手动操作启动、停机。

（3）运行泵事故跳闸，应声光报警，备用泵自启动。

（4）凝结水泵启动条件。有凝结水泵的启动指令（手动或自动）和允许启动指令（如电压），并同时满足以下条件：

1）凝汽器热井水位不低和凝结水补给水箱水位不低。

2）最小流量阀、除氧器水箱水位调节阀、凝汽器补水阀、排水阀投自动。

3）不存在停机指令和启动完成指令。

4）凝结水泵进口阀门开启。

5）凝结水泵出口阀门关闭。

6）凝结水泵润滑油位不低。

7）凝结水泵冷却水流量正常。

8）允许投入凝结水再循环。

9）轴封冷却器、凝结水精处理装置电动进、出水阀开启或旁路阀开启。

（5）凝结水泵启动后进行以下操作：开启凝结水泵出口阀门，同时将凝结水再循环阀及凝结水泵密封水调节阀投入自动调节。

（6）备用凝结水泵自启动并报警，需同时满足以下条件：

1）存在凝结水泵启动条件和不存在跳闸条件。

2）运行的另一台泵跳闸。

3）运行中凝结水泵出口压力低至设定值（根据工程实际情况确定，延迟3s），或热井水位至高Ⅱ值。

（7）凝结水泵事故停运条件。出现以下任何一种情况时，凝结水泵自动跳闸并报警：

1）凝结水泵电动机过负荷或电气运行条件不存在（如供电电压低等）。

2）凝结水泵进口或出口阀门关闭（延迟1min）。

3）凝结水精处理装置进、出口阀关闭，并且旁路阀关闭。

4）存在跳闸条件，例如：①启动时间超过；②给水系统跳闸；③热井水位低至低Ⅱ值；④凝结水流量过低；⑤凝结水泵推力轴承温度大于或等于限值；⑥推力轴承振动大于或等于高限值；⑦入口滤网压差超限；⑧电动机绕组温度超过限值；⑨电动机上部轴承温度大于或等于限值。

5）存在停机指令（手动或自动），同时不存在启动指令和停机完成指令。

（8）停泵后，关闭凝结水泵出口阀门。

（9）凝结水泵电动机应与凝结水泵进口电动阀联锁，防止凝结水泵空转。

（10）两台凝结水泵运行时，热井水位降低到一定值，停运一台泵。

三、轴封冷却器

（1）轴封冷却器的凝结水进、出水阀及旁路阀均为电动闸阀。

（2）轴封冷却器由轴封压力调节器及轴封排汽风机共同作用，保持轴封冷却器汽侧压力，并由疏水水封管保持向凝汽器疏水时密封要求的水封高差。危急疏水阀正常全关。

（3）水位达到高高水位时，水位高高报警，自动开启凝结水旁路阀，联锁关闭凝结水进水阀和出水阀，并停用轴封风机。

四、凝结水最小流量再循环调节

（1）凝结水最小流量再循环由调节阀调节，调节信号取自轴封冷却器前主凝结水流量测量装置的信号。当凝结水流量小于允许的最小流量时，凝结水最小流量再循环调节阀自动开启，并至少使凝结水量达到允许的最小流量；当凝结水流量大于允许最小流量时，凝结水最小流量再循环调节阀自动关小，直至全关。

（2）除氧器水箱至高Ⅱ值水位，或凝结水电导率超标时，凝结水最小流量再循环调节阀自动开启。

（3）凝结水最小流量再循环调节阀事故关闭，且需要保持凝结水再循环时，打开其旁路。

五、低压加热器

（1）低压加热器子功能组包括进口电动阀、出口电动阀、旁路电动阀、排水电动阀（仅 5 号低压加热器出口有）。

1）低压加热器进口电动阀：手动开/关，联锁关。

2）低压加热器出口电动阀：手动开/关，联锁关。

3）低压加热器旁路电动阀：手动开/关，联锁开。

4）低压加热器排水电动阀：手动开/关（仅 5 号低压加热器有）。

（2）低压加热器水位由低压加热器出口的疏水调节阀控制，危急疏水阀正常全关。

（3）设置于凝汽器喉部的 7、8 号低压加热器中任何一台水位达到高Ⅲ值时，集中控制室报警，并联锁关闭 7、8 号低压加热器进水阀和出水阀，同时联锁开启 7、8 号低压加热器公用凝结水旁路阀。

（4）当 6 号低压加热器的水位达到高Ⅲ值时，联锁关闭该低压加热器的进、出口电动阀，同时联锁开启该低压加热器旁路电动阀。

（5）当 5 号低压加热器的水位达到高Ⅲ值时，联锁关闭该低压加热器的进、出口电动阀，同时联锁开启该低压加热器旁路电动阀。

（6）当凝结水泵出口电导率高于一定值时，开启 5 号低压加热器出口排水电动阀。

六、除氧器水箱水位

（1）除氧器水箱水位由主凝结水管路上主、副调节阀调节，控制除氧器水箱水位为给定值，凝结水流量与再循环水流量的差值作为串级回路内环的测量值，提前响应凝结水侧的流量扰动。当负荷在 30%以下时，由除氧器液位副调节阀调节，除氧器液位主调节阀全关；机组负荷在 30%以上时，除氧器液位副调节阀全开，由除氧器液位主调节阀调节。当除氧器液位主调节阀和/或除氧器液位副调节阀故障时，集中控制室报警，由运行人员手动操作旁路阀对水位进行控制。

（2）当除氧器水箱水位投自动控制，而凝结水量小于 10%时，仅根据除氧器水箱水位单冲量调节。当凝结水量大于 25%时，除氧器水箱水位自动切换成由水位、凝结水量和给水量三冲量进行调节；当凝结水量降到 20%时，自动切换成单冲量调节。

（3）除氧器水箱水位至高Ⅱ值时，集中控制室报警，同时联锁开启除氧器溢流调节阀、凝结水再循环阀，关闭除氧器水位主、副调节阀及旁路阀。

（4）除氧器水箱水位至高 Ⅲ 值时，集中控制室报警，同时联锁开启除氧器紧急放水阀，关闭抽汽管道上的相关阀门。当水位恢复到高Ⅰ值时，水位恢复自动调节。

（5）除氧器水箱水位至低Ⅲ值时，低水位开关动作，控制室报警，联动解除给水泵［包括汽动给水泵、汽动给水泵前置泵、电动给水泵（如有）］。

（6）凝结水泵均跳闸，除氧器液位主调节阀和/或除氧器液位副调节阀自动关闭。

（7）正常运行除氧器液位主、副调节阀前后电动阀全开，可在集中控制室手动操作。

（8）凝结水泵采用变频运行时，控制策略如下：

1）投自动控制策略。

a. 变频器和除氧器水箱水位调节阀如果只有一个投入自动方式，均为调节除氧器水箱水位。

b. 凝结水泵变频和除氧器水箱水位调节阀都投入自动方式，凝结水泵变频控制除氧器水箱水位，除氧器水箱水位调节阀控制凝结水母管压力。

c. 凝结水泵变频退出自动方式后，延时 5s，将除氧器水箱水位调节阀投入自动方式。

2）凝结水泵切换。

a. 工频泵运行，变频泵启动。变频器的频率指令低限跳变到定值转速（根据各工程实际情况调整）。

b. 变频泵运行，工频泵启动。变频器的频率指令低限跳变到定值转速，变频器控制切手动；除氧器水箱水位调节阀超驰到 x_1 位（x_1 位与不同机组负荷相对应），然后投入自动。

3）凝结水泵变频指令跟踪频率反馈。当无凝结水泵变频运行，并且 DCS 和 PLC 通信正常时，凝结水泵变频指令和频率反馈超过 100r/min，延时 5s，变频器指令跟踪频率反馈。

4）当凝结水母管压力信号故障或者除氧器水箱水位信号故障，除氧器水箱水位调节阀和凝结水泵变频都撤出自动。

七、凝结水补给水箱水位

（1）凝结水补给水箱水位由化学补水管道上的

调节阀调节。

（2）凝结水补给水箱达到规定水位时，化学补水调节阀关闭；达到高水位时，集中控制室报警，并通过溢流管排水到窨井；水位达到低水位时，集中控制室报警；水位降到低-低水位时，延时关闭凝汽器补水调节阀及正在运行的凝结水补给水泵。

八、凝结水补给水泵

（1）每台机组设置2台或3台凝结水补给水泵，由于启动时补水量大，机组启动时，可同时启用凝结水补给水泵，满足机组冲洗时最大补水量的需要。

（2）机组正常运行时，补水通过凝结水补给水泵旁路管自流到凝汽器。如果自流方式不能满足运行要求，启动一台凝结水补给水泵补水，另一台作为备用。

（3）凝结水补给水泵可在集中控制室手动操作启动、停运。

（4）运行泵跳闸，应声光报警。

（5）凝结水补给水泵启动条件。有启动指令和允许启动指令，并同时满足以下条件：

1）凝结水补给水箱水位不低。

2）凝结水补给水箱补水调节阀投自动。

3）不存在停机指令和启动完成指令。

（6）凝结水补给水泵自启动条件。存在该水泵启动条件和不存在跳闸条件，同时满足热井水位低/或补水管压差小（凝汽器补水主、副调节阀打开，但补水量小）。

（7）凝结水补给水泵事故停运条件。出现以下任何一种情况时，该凝结水补给水泵自动退出运行：

1）存在停机指令，同时不存在启动指令和停机完成指令。

2）存在跳闸条件，例如：①启动时间超过；②电动机过负荷、电气运行条件不存在；③凝结水补给水箱水位至低-低水位；④凝汽器真空度高到足以保证补水管应维持的压力。

九、凝结水杂项系统

1. 汽轮机低压旁路喷水

（1）汽轮机低压旁路喷水由喷水调节阀调节，正常运行时调节阀入口的关断阀常开。

（2）在汽轮机低压旁路打开时，同时打开凝汽器水幕喷水阀和凝汽器三级减温减压器喷水调节阀（如有）。

（3）低压旁路减温喷水压力低至设定值（根据工程实际情况确定），低压旁路阀应快关。

2. 凝汽器水幕保护装置

此回路为单冲量调节，根据凝汽器的蒸汽温度信号，调节气动温度调节阀开度，控制减温水流量，保护凝汽器。

3. 汽封减温器喷水

汽封减温器喷水由调节阀调节，根据调节阀后轴封供汽母管的温度信号调节开度，控制减温水流量。

4. 疏水扩容器喷水

由扩容器排汽温度调节疏水扩容器喷水管路上的调节阀。

5. 低压缸排汽喷水

用以防止汽轮机末级叶片在低负荷时过热，低压缸排汽喷水调节阀控制条件：

（1）汽轮机启、停时，负荷小于15%，转速达到汽轮机制造厂提供的设定值，低压缸排汽喷水调节阀自动开启，维持喷水压力于汽轮机设备要求的设定值。

（2）汽轮机转速大于2950r/min，低压缸排汽喷水调节阀自动关闭。

（3）低压旁路减温水调节阀开启，或汽轮发电机负荷小于15%，任一条件满足，低压缸排汽喷水调节阀自动开启，维持喷水压力于汽轮机设备要求的设定值。

（4）低压旁路喷水调节阀关闭，同时汽轮发电机负荷大于15%，两条件同时满足，低压缸排汽喷水调节阀自动关闭。

6. 给水泵汽轮机排汽管减温喷水

两台给水泵汽轮机的排汽管减温喷水分别由各自的调节阀控制。当排汽管温度高于设定值时，调节阀开启；当排汽管温度恢复正常值时，联锁关闭调节阀。

第四节 设计计算

一、凝结水泵选型计算

1. 凝结水泵流量

（1）凝汽式机组最大凝结水量应为下列各项之和的110%：

1）汽轮机调节阀全开工况时的凝汽量。

2）进入凝汽系统的经常疏水量。

3）进入凝汽系统的正常补给水量。

4）其他杂用水。

（2）供热式机组最大凝结水量应为下列工况凝结水量的110%：

1）补给水正常不补入凝汽系统时，按纯凝汽工况计算，计算方法同凝汽式机组。

2）补给水正常补入凝汽系统时，应按最大抽汽工况计算，计入补给水量后与按纯凝汽工况计算值比较，取较大值。

（3）供热式机组设计热负荷工况下的凝结水量应为下列各项之和的110%：

1）机组在设计热负荷工况下运行时的凝汽量。

2）进入凝汽系统的经常疏水量。

3）进入凝汽系统的正常补给水量。

2. 凝结水泵扬程

凝结水泵扬程应为下列各项之和：

（1）从凝汽系统热井到除氧器凝结水入口（包括喷雾头）之间管道的介质流动阻力（按汽轮机调节阀全开工况时的凝结水量计算），另加20%裕量。

（2）除氧器凝结水入口与凝汽系统热井最低水位间的水柱静压差。

（3）除氧器最大工作压力，另加10%裕量。

（4）凝汽系统的最高真空。

（5）凝结水系统设备的阻力。

二、凝结水泵汽蚀计算

1. 计算原则

泵有效汽蚀余量（$NPSH_a$），是指从凝汽器热井的最低水位到凝结水泵首级叶轮的距离减去管路阻力（其中滤网阻力按堵塞50%考虑）。泵有效汽蚀余量应等于或大于泵制造厂提供的泵在最大工况时要求的必需汽蚀余量（0%$NPSH_r$），可加上20%的安全裕度，并同时满足泵入口处的进口压力等于或大于凝汽器压力+3kPa。

凝结水泵必需汽蚀余量（0%$NPSH_r$）可按以下方法取用：

（1）可取用泵技术协议中流量最大工况下的必需汽蚀余量值（0%$NPSH_r$）。

（2）如制造厂仅提供3%必需汽蚀余量值（3%$NPSH_r$），则可按1.3×3%$NPSH_r$估算必需汽蚀余量值（0%$NPSH_r$）。

2. 计算案例

（1）计算案例相关数据取自某工程，基本数据如下：

凝汽器平均设计背压为5.3kPa，热井最低液位为0.96m；制造厂提供的凝结水泵最大工况时要求的必需汽蚀余量（3%$NPSH_r$）为3.8m，泵首级叶轮与泵进口高差为3.5m；凝结水泵进口滤网50%积污时的阻力小于5kPa。

（2）凝结水泵有效汽蚀余量计算如下：

1）由于泵制造厂提供的必需汽蚀余量为3%$NPSH_r$，按1.3裕量估算，则必需汽蚀余量0%$NPSH_r$为4.94m。再加上20%安全裕度后为5.93m。

2）凝结水泵安装标高定为泵进口标高–2.4m，凝结水泵首级叶轮标高为–5.9m。

3）根据管道的布置情况计算，凝汽器热井出口至凝结水泵进口的管道阻力为3.7kPa，总阻力为8.7kPa，换算成水柱约为0.9m。

4）凝汽器最低液位至凝结水泵首级叶轮的标高为0.96–（–5.9）=6.86m。

5）$NPSH_a$=6.86–0.9=5.96m＞5.93m，满足要求。

6）凝结水泵进口压力为23.5kPa，满足泵入口处的进口压力等于或大于凝汽器压力+3kPa的要求。

第五节 设备选型

一、凝结水泵

（1）凝结水泵宜采用立式、抽芯式结构，筒形多级离心泵。为降低凝结水泵必需汽蚀余量，凝结水泵首级叶轮可采用双吸式叶轮或诱导轮。

（2）凝结水泵的流量与扬程的性能曲线（q-H曲线）应当变化平缓，从设计点到关闭点的扬程升高值应不超过设计点扬程的30%。

（3）凝结水泵保证效率不应低于82%。

二、轴封冷却器

轴封冷却器宜采用管壳式热交换器，由汽轮机制造厂配套供应，国内主机制造厂配套的轴封冷却器主要有两种形式，按管侧进出水接口通过的凝结水量可分为全容量和部分容量。

三、低压加热器

（1）低压加热器换热面积宜以汽轮机最大连续功率（TMCR）工况为设计工况，并留有10%的面积裕量。

（2）在额定工况及凝结水平均温度（进、出口温度的算术平均值）下，换热管采用碳钢管，管内凝结水平均流速不应超过2.4m/s；换热管采用不锈钢管，管内凝结水平均流速不应超过3m/s。

（3）低压加热器宜采用卧式管壳表面式加热器，300MW级及以下机组也可采用立式。

（4）低压加热器端差：无过热蒸汽冷却段的低压加热器上端差不小于1.1℃，宜按2.8℃设计；设置有疏水冷却段的低压加热器下端差不小于5.6℃。

（5）每台低压加热器管侧压力降不应大于0.1MPa。

四、凝结水补给水箱

（1）补给水箱的容积：300MW级以下机组宜不小于50m³；300MW级机组宜不小于100m³；600MW级机组不小于300m³；1000MW级机组不小于500m³。

（2）工业抽汽供热机组补给水箱的容积宜根据热负荷情况确定。

五、凝结水补给水泵

凝结水补给水泵宜采用卧式离心泵。

六、凝结水泵进口滤网

（1）凝结水泵进口滤网宜采用提篮式，易拆卸且配有排污阀，滤网的过滤组件应为不锈钢。

（2）设计流量下清洁水时运行水阻宜小于 2～3kPa，设计流量下 50%积污时运行水阻宜小于 5kPa。滤网精度不宜低于 40 目。

七、凝结水系统组件选择

1. 凝结水泵再循环阀门

（1）最小流量再循环阀规格应按凝结水泵和轴封冷却器所需的最小流量来决定，并取两者中较大值。阀门控制由装设在凝结水泵出口总管上的流量测量装置的信号进行调节。

（2）调节阀宜采用笼式调节阀，多级降压，阀内件应具有抗气蚀能力，阀芯采用硬质材料，宜连续调节，选用等百分比调节特性，故障时开启。

（3）再循环调节阀泄漏等级宜选用 ANSI/FCI 70-2 中的 CLASSⅤ级，不低于Ⅳ级。

2. 除氧器水箱水位调节阀

（1）除氧器水箱水位调节阀的设置应与凝结水泵变频装置相匹配，当每台泵均配置变频器时，宜设置一路小流量调节阀；当备用泵不配备变频器时，可设置一路全流量主调节阀和小流量副调节阀两路并联。

（2）全流量调节阀宜采用多级降压笼式调节阀，选用抗气蚀阀内件。

（3）两路并联调节阀分为主调节阀和副调节阀，主调节阀控制范围宜为 30%～100%额定负荷，副调节阀调节范围为 30%负荷以下。副调节阀应选择多级降压笼式调节阀，选用抗气蚀阀内件。

（4）调节阀应连续准确调节，选用等百分比流量特性，故障时保位锁定。调节阀泄漏等级宜选用 ANSI/FCI 70-2 中的 CLASSⅣ级。

3. 其他调节阀

（1）为准确控制热井水位，凝汽器补水调节阀宜连续调节，宜采用线性或等百分比特性调节阀，应具有快开功能，故障时保位。调节阀泄漏等级宜选用 ANSI/FCI 70-2 中的 CLASSⅣ级。

（2）凝汽器溢流调节阀对调节性能无精确要求，可采用两位式调节阀，快开流量特性，故障时保位。调节阀泄漏等级宜选用 ANSI/FCI 70-2 中的 CLASSⅤ级。

4. 低压加热器旁路阀

（1）低压加热器旁路阀宜采用电动闸阀。旁路阀门尺寸应按全流量来确定。

（2）阀门的操作速度按额外进水从加热器高-高水位充满至加热器壳体顶部（该容积应扣除换热管等内构件）的时间来确定。额外进入加热器的水量取下列两者的较大值：

1）低压加热器水侧两根管道破裂（4 个断口）时流出的水量。

2）最大负荷本级加热器管侧凝结水流量的 10%。

5. 管子、管材、三通、流量测量装置

（1）管道的类别应根据管内介质的性质、参数及在各种工况下运行的安全性和经济性进行选择。

（2）凝结水泵进口管道压力较低，且规格较大，可采用焊接钢管。凝结水泵出口管道宜采用无缝钢管。凝结水补充水管道宜采用不锈钢管。

（3）三通、流量测量装置等应按设计参数、公称直径、管内介质进行选择，材料与连接管道一致，不宜选用非标准规格的管件。

（4）凝结水泵出口管道上的三通宜采用热压三通。

第六节　布　置　设　计

一、布置原则和基本要求

1. 设计原则

（1）设计输入资料包括：

1）凝结水系统图。

2）制造厂提供的系统相关设备（凝汽器、凝结水泵、低压加热器、轴封冷却器、除氧器及水箱等）的资料，包括设备外形图、性能曲线、接口热位移值及允许的推力和力矩、安装检修要求等。

3）主厂房及相关土建结构和建筑资料。

（2）管道布置应满足系统流程图及工艺要求。设备及阀门布置应满足便于操作和维护的要求。

（3）凝结水泵的安装标高应满足设备必需汽蚀余量（0%$NPSH_r$）的要求，并留有适当裕量。

2. 具体要求

（1）设备布置时应根据设备自身的检修维护特点，设置必要的检修维护起吊设施，凝结水泵宜在楼板上预留检修起吊孔。

（2）排污管道的安装坡度不应小于 0.003，其他管道的安装坡度不应小于 0.002。

（3）流量测量装置前后应有一定长度的直管段。直管段长度按 DL/T 5054—2016《火力发电厂汽水管道设计规范》中表 6.2.12 选取。

二、常见的布置和安装形式

（1）凝结水泵通常布置在汽机房汽轮发电机基座侧（发电机侧）靠近凝汽器的凝结水泵坑内，泵进口管道尽可能短，减小阻力。

（2）300MW及以上机组低压加热器通常采用卧式，前两级低压加热器（按凝结水流程分）根据不同主机设备制造厂的特点，采用组合式设计布置在凝汽器喉部或分别布置在两台凝汽器喉部（600MW及以上机组）。末两级低压加热器通常布置在除氧间，分为同层布置和叠式布置两种方式。

三、对其他系统、专业、厂商的要求

（1）为提高运行经济性，宜降低凝结水精处理装置的阻力。

（2）推荐采用高度较低、凝结水喷嘴雾化压降要求较小的内置式除氧器，以降低凝结水泵的扬程。

（3）循环流化床机组冷渣器采用凝结水时，应要求汽轮机制造厂考虑低压加热器无凝结水冷却的工况。

四、布置与安装设计应注意的问题

（1）凝结水再循环调节阀布置位置宜靠近凝汽器接口，减小阀后管道长度。宜在凝汽器接口前管道上装设节流孔板，提高再循环调节阀出口的压力，以防止气蚀破坏阀门及出口管道，并防止管道振动。

（2）凝结水补给水箱在条件允许的情况下，宜靠近凝汽器布置，机组运行时可利用真空直接将水补至凝汽器而不用凝结水补给水泵。

（3）管道支吊架的设置和选型应根据管道系统的总体布置，以及各种可能出现的工况综合分析确定，管道支吊架设计应符合DL/T 5054—2016《火力发电厂汽水管道设计规范》中第8章的规定。

（4）对流速较高或管系长的管道，宜适当设置固定、导向或滑动等形式的支吊架，以减小管系振动。

第十三章

加热器疏水及排气系统设计

第一节　系　统　说　明

一、设计范围

加热器疏水及排气系统设计范围包括高压加热器、除氧器、低压加热器、轴封冷却器、疏水冷却器、暖风器、生水加热器、厂内采暖加热器等设备的疏水、溢流、放水、放气、安全阀排汽管系，并包括疏水泵及其进、出口管系，设计界限为从设备疏放水、放气、安全阀排汽接口到排出口；不包括收集给水加热器、除氧器、凝结水加热器、危急疏水的扩容器设备及相关管系。

二、系统功能

（1）加热器疏水。回收各加热器设备中的蒸汽凝结水，调节各加热器及加热器疏水箱（如果有）的正常运行水位；提供防止汽轮机进水的措施。

（2）加热器放气。排出各加热器中不凝结的气体，提高设备换热效率。

（3）加热器安全阀排汽。在加热器超压时进行泄压，保护设备安全。

（4）加热器溢流和放水。

三、主要性能指标

加热器疏水及排气系统管道推荐流速范围：

（1）调节阀入口侧加热器疏水，1～2m/s。

（2）调节阀出口侧加热器两相流疏水，20～100m/s。

（3）疏水泵入口侧，0.5～1m/s。

（4）疏水泵出口侧，1.5～3m/s。

第二节　常见系统设计方案

一、系统方案拟定

（1）加热器疏水系统方案根据汽轮机热平衡图、高/低压加热器、除氧器、暖风器、生水加热器等设备和系统对加热器疏水的需求拟定。

（2）加热器排气系统方案根据高/低压加热器、除氧器、暖风器、生水加热器等设备的结构对启动及正常运行过程中排除积气的需求拟定。

（3）加热器安全阀排汽系统方案根据高/低压加热器、除氧器、暖风器、生水加热器等设备对超压保护的安全要求拟定。

（4）除氧器溢流及放水系统方案按照除氧器的要求拟定。

（5）加热器疏水泵宜按 2 台全容量配置，一运一备。

（6）对末两级低压加热器，在技术条件允许的情况下，可配套外置式疏水冷却器，采用 U 形水封代替疏水阀，提高疏水的可靠性与顺畅性。

二、设计输入

加热器疏水及排气系统设计需要输入的原始数据包括：

（1）汽轮机热平衡图。

（2）加热器设备参数表。

（3）加热器外形图及接口图。

（4）疏水箱、疏水泵外形图及接口图。

（5）系统设备相关其他资料。

三、典型的系统方案

1. 加热器疏水

（1）高压加热器通常配有正常疏水及危急疏水两路管系。正常疏水采用逐级串联疏水方式，即从较高压力的加热器排到较低压力的加热器，疏水末级高压加热器正常疏水排到除氧器。有些机组对低温再热供汽的高压加热器另配置直接疏水至除氧器的管路，可提高机组启动的经济性。危急疏水管系将疏水排入疏水扩容器，经扩容释压后排入凝汽器。

（2）除氧器通常配有溢流和放水两路管系。当除氧器内水位超出溢流水位时，打开溢流阀将水排入疏水扩容器，经扩容释压后排入凝汽器。对放水管系，在水质合格时，通常排至疏水扩容器，经扩容释压后排入凝汽器；在水质不合格时，对热力系统外（如机组排水槽）排放。

（3）低压加热器通常配有正常疏水及危急疏水两路管系。正常疏水通常采用逐级串联疏水方式，即从较高压力的加热器排到较低压力的加热器，最后一级加热器正常疏水排到凝汽器（或疏水扩容器）。最后一级加热器的危急疏水排到凝汽器（或疏水扩容器），其他各级低压加热器的危急疏水排入疏水扩容器，经扩容释压后排入凝汽器。

（4）对配置疏水泵的加热器疏水系统，通常将加热器正常疏水引至疏水泵，疏水泵将疏水升压后输送到热力循环主管路。通常配置 2 台全容量疏水泵，一运一备。

（5）对配有外置式疏水冷却器的末两级低压加热器疏水系统，通常将加热器疏水引至疏水冷却器，将疏水冷却器布置在合适的低位标高，利用加热器与凝汽器疏水入口之间的压差，形成水封，不设水位调节阀，且通常不设危急疏水管路。

典型的系统方案如图 13-1～图 13-7 所示。

（6）对暖风器，通常配置压力式疏水箱及疏水泵，将暖风器的疏水引至疏水箱，利用疏水泵（一般为一用一备配置）将疏水升压后输送到除氧器，以回收疏水工质及热量；也可以经压力水箱直接引入汽轮机低压加热器等其他热力设备以回收疏水工质及热量。在疏水泵故障等情况下，可将疏水箱的危急疏水直接排入疏水扩容器。疏水箱设置放水管系，在水质不合格时，对热力系统外（如机组排水槽）排放。

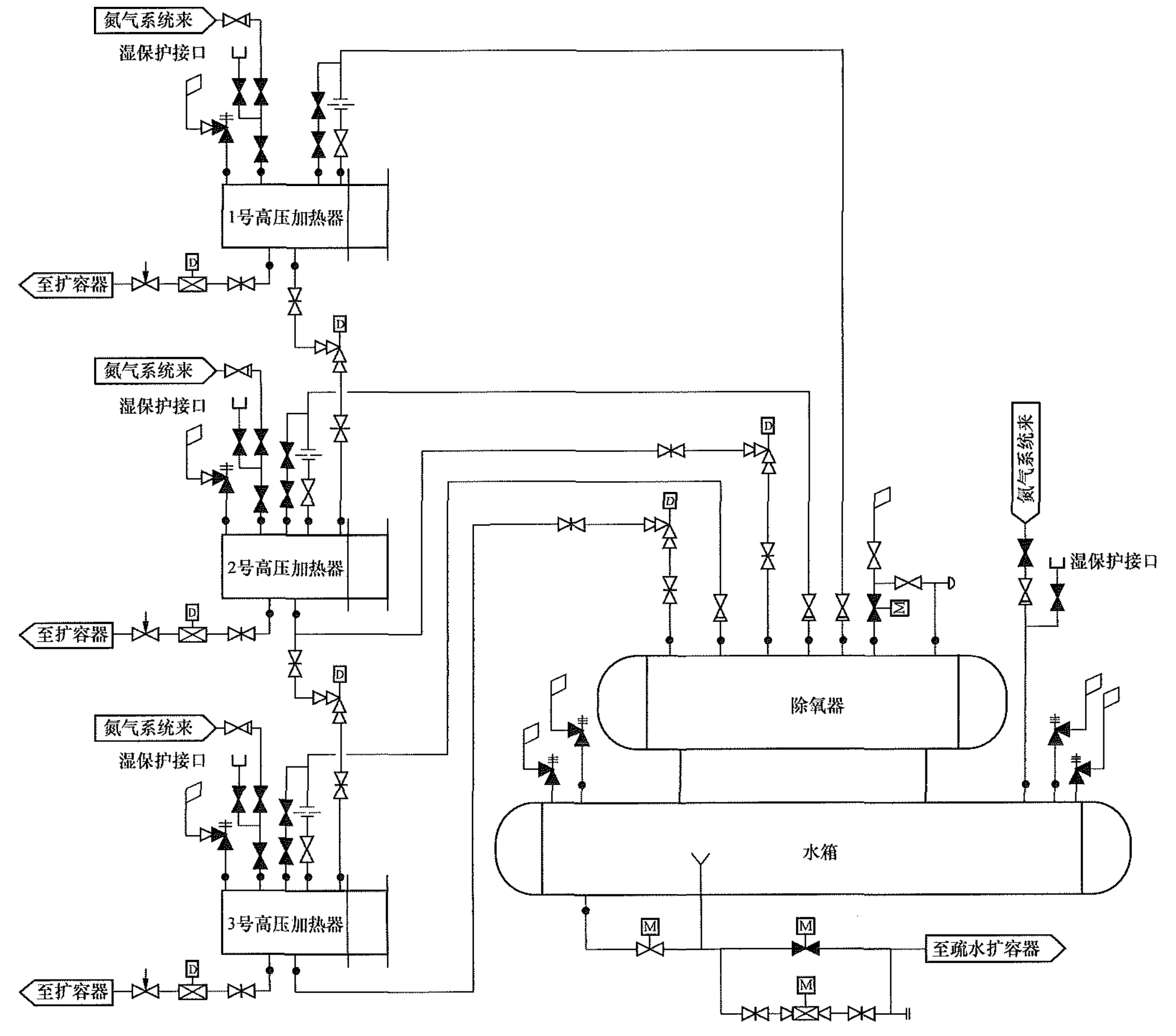


图 13-1　单列高压加热器及除氧器疏水、放气及排汽典型系统图

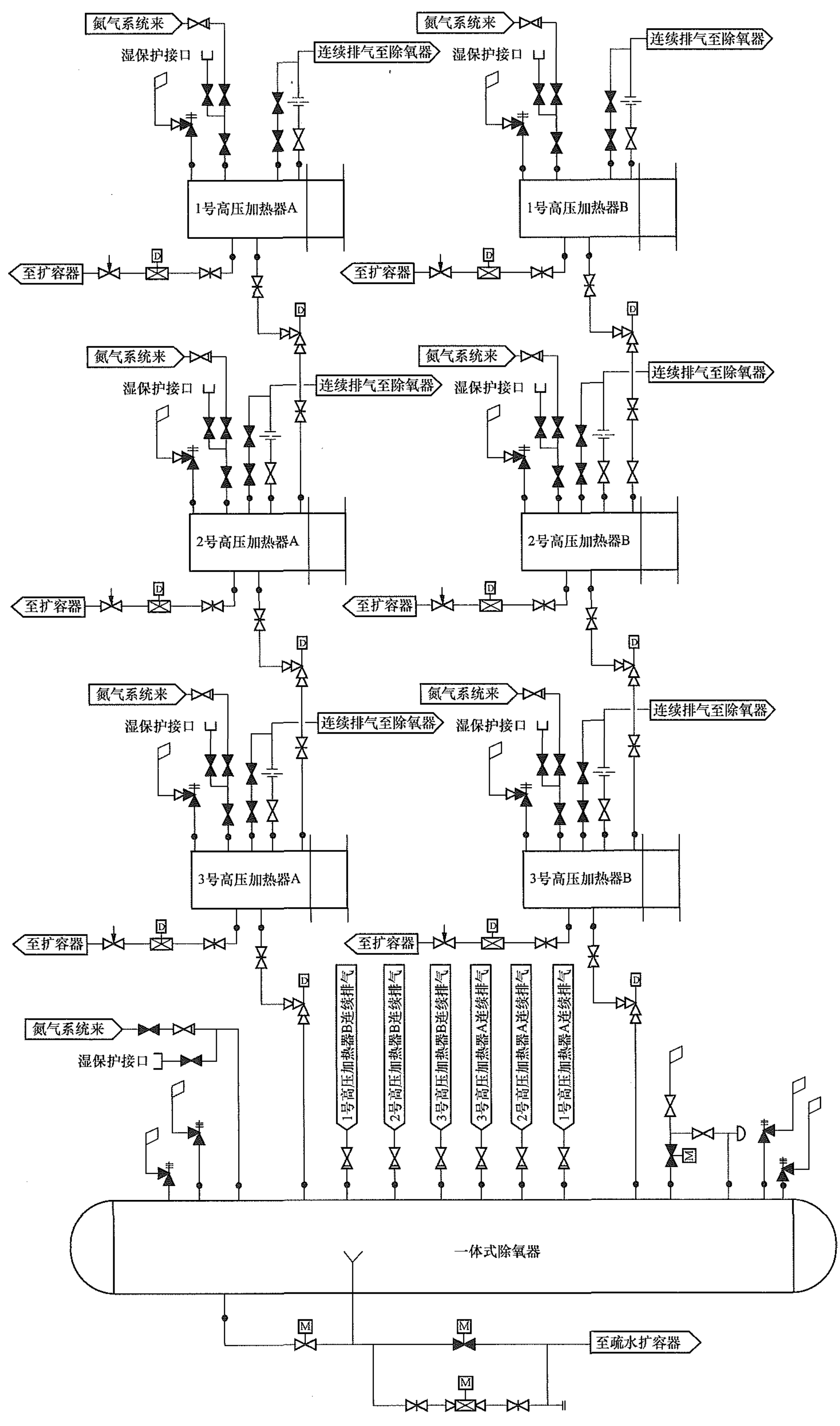


图 13-2　双列高压加热器及除氧器疏水、放气及排汽典型系统图

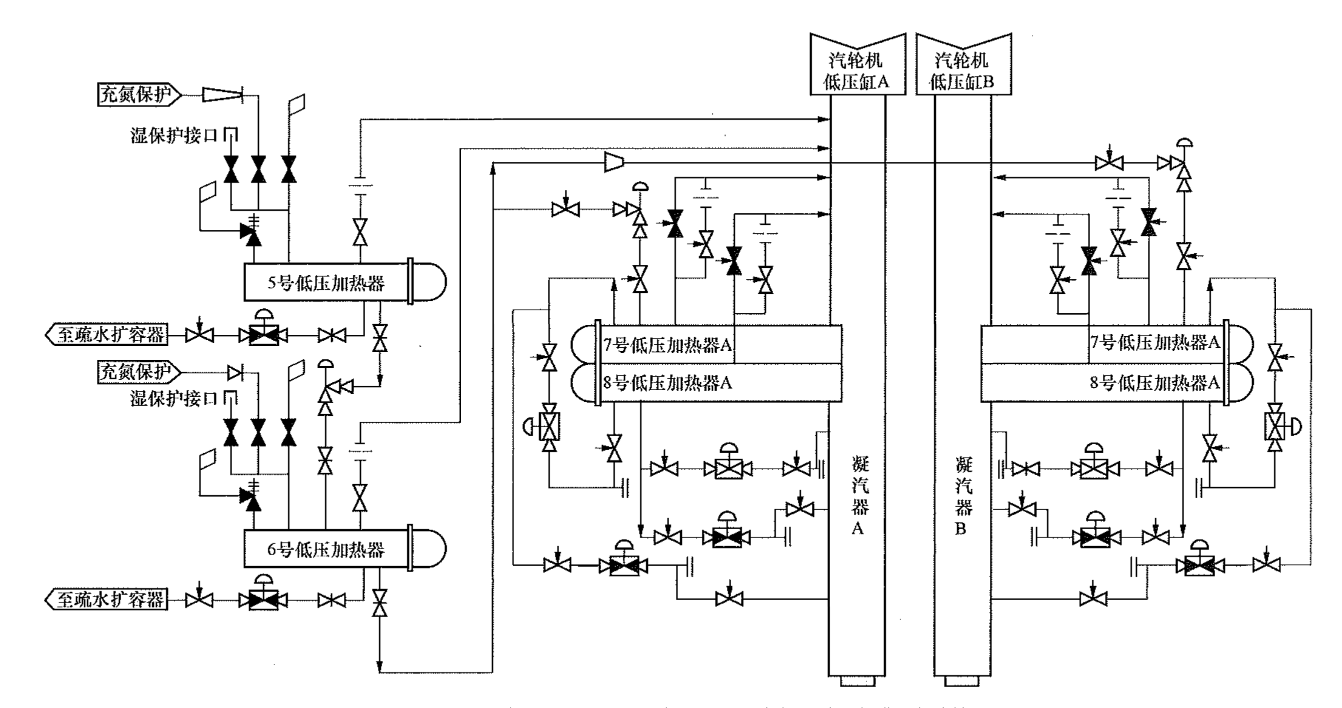


图 13-3　低压加热器逐级自流疏水、放气及排汽典型系统图

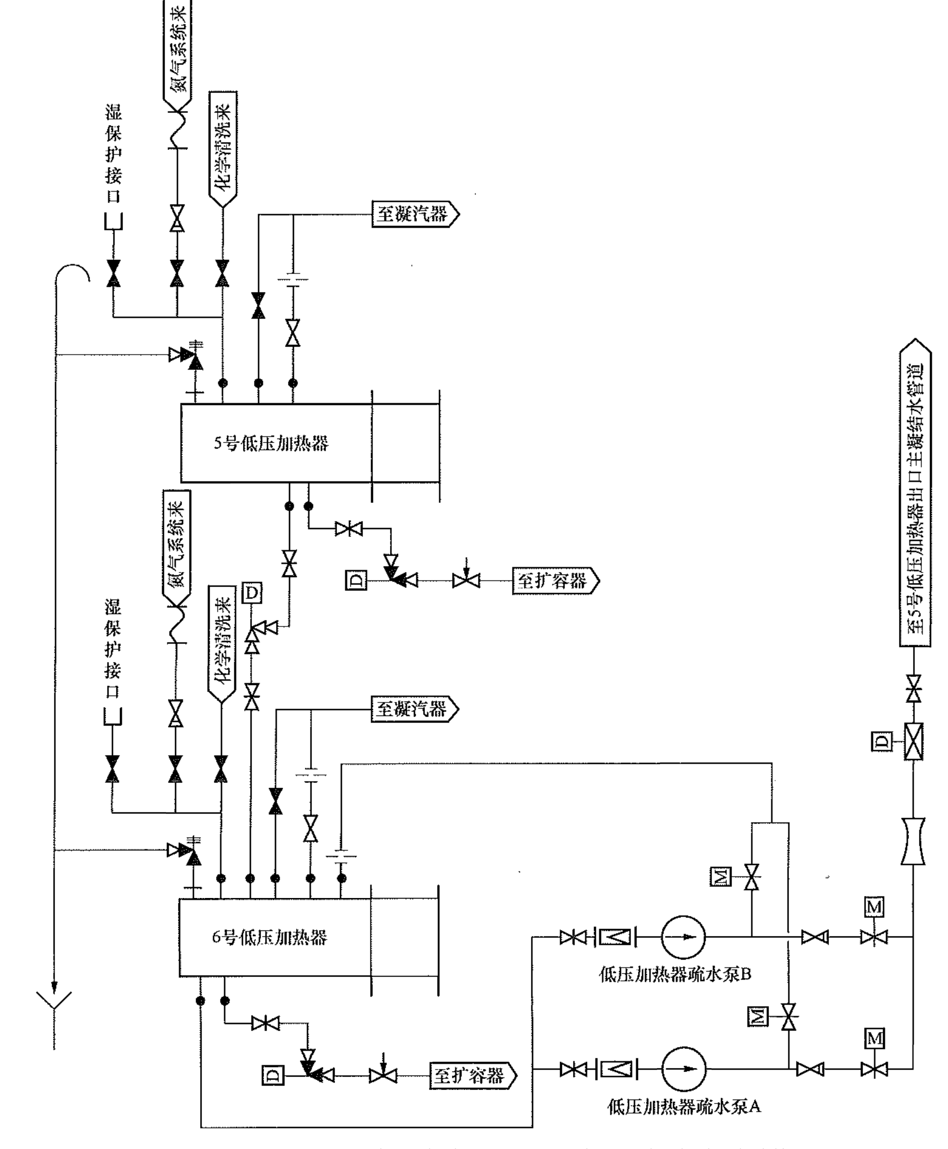


图 13-4　带疏水泵的低压加热器疏水、放气及排汽典型系统图

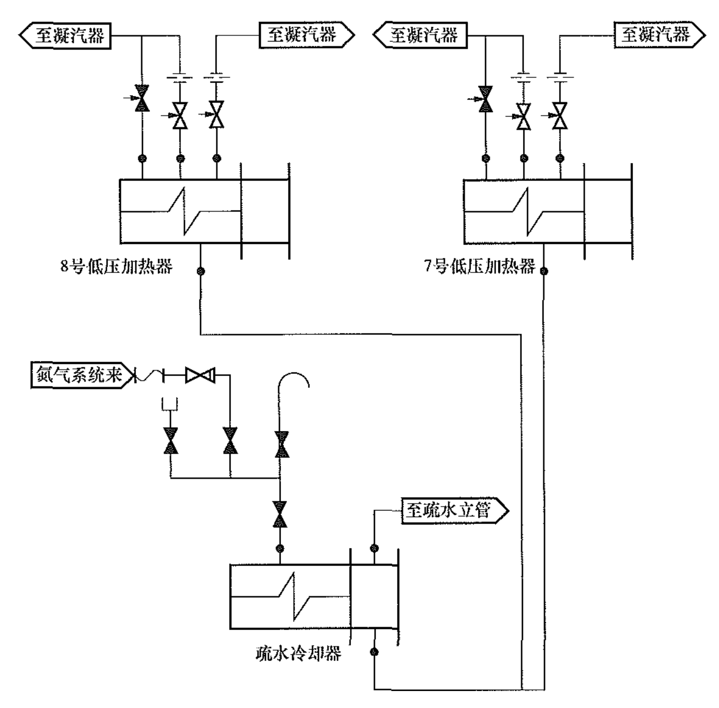


图 13-5　U 形水封低压加热器疏水、放气及排汽典型系统图

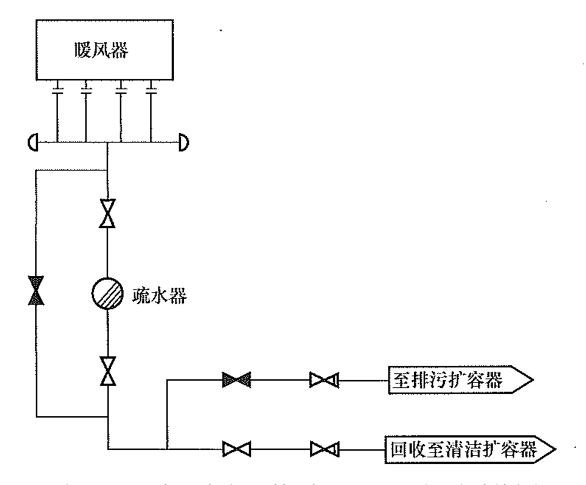


图 13-6　采用疏水器的暖风器疏水典型系统图

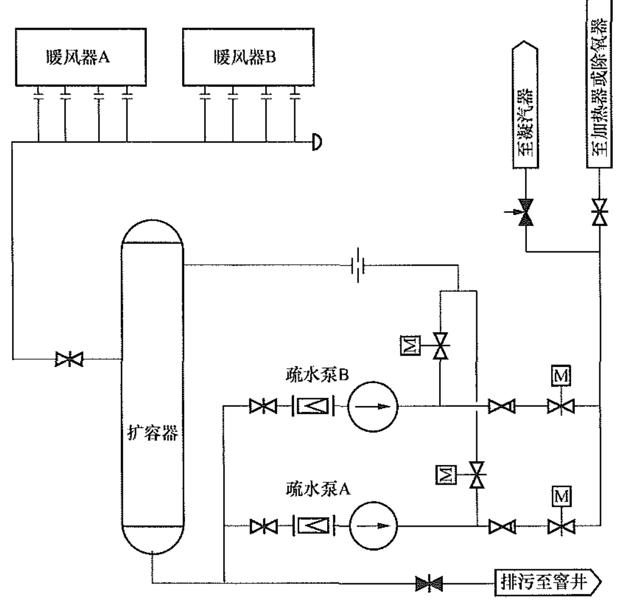


图 13-7　采用疏水泵的暖风器疏水典型系统图

（7）对生水加热器、采暖加热器等设备的疏水，可参考暖风器疏水系统设计疏水系统，回收疏水工质及热量。

2. 加热器放气

（1）为了提高各加热器的换热效率，对加热器的积气部位应设置放气点，以排出加热器中不凝结的气体。

（2）加热器通常设置启动和运行排气管路，在正常运行时应关闭启动排气管路上的排气阀。

3. 加热器排汽

为了保护加热器的安全，应按照相关标准对加热器配置安全阀，在加热器超压时进行泄压。

四、系统设计应注意的问题

（1）锅炉暖风器、热网加热器等设备的疏水系统，应结合全厂热力系统进行设计。

（2）按疏水箱内压力高低，溢流装置可采用控制阀或水封管。

（3）在汽水系统中，同类设备的放水和溢流装置宜共用一根母管。

（4）为了减少正常运行时蒸汽随排气带走，对加热器正常运行排气管宜设置必要的节流孔板或节流阀。

（5）为了减少疏水对设备的冲蚀，压差大的疏水管线宜设置必要的节流孔板。

（6）安全阀应随加热器一起供货。

第三节 联 锁 条 件

一、高压加热器水位控制

各级高压加热器均设有三冗余水位测量变送器用于加热器水位调节和保护，并分别由各自的正常疏水阀和危急疏水阀进行水位控制。

（1）在正常情况下，根据加热器水位信号控制加热器正常疏水阀开度，使水位保持在设定值。

（2）高压加热器汽侧水位高时，系统发出对应加热器水位高报警，超驰关闭上一级高压加热器正常疏水阀，由危急疏水阀开度控制加热器水位。

（3）高压加热器汽侧达高Ⅱ水位时，系统发出对应加热器水位高Ⅱ报警，超驰全开高压加热器危急疏水阀。

（4）高压加热器汽侧达高Ⅲ水位时，高压加热器解列，系统发出对应加热器水位高Ⅲ报警，超驰打开所有高压加热器危急疏水阀，超驰关闭所有高压加热器正常疏水阀，并自动动作如下阀门（切除加热器汽、水侧所有阀门）：关闭各段抽汽止回阀，关闭各段抽汽电动隔离阀，开启各段抽汽止回阀前后疏水阀，开启高压加热器给水旁路阀，关闭 1 号高压加热器出口电动阀，关闭疏水末级高压加热器入口三通电动阀等。

（5）高压加热器汽侧水位低时，系统发出对应加热器水位低报警，关闭高压加热器正常疏水阀及危急疏水阀。

二、低压加热器水位控制

低压加热器均设有三冗余水位测量变送器用于加热器水位调节和保护，并分别由各自的正常疏水调节阀和危急疏水调节阀进行水位控制。

（1）在正常情况下，根据加热器水位信号控制加热器正常疏水阀开度，使水位保持在设定值。

（2）低压加热器水位高时，系统发出对应加热器水位高报警，超驰关闭上一级低压加热器正常疏水阀，由危急疏水阀开度控制加热器水位。

（3）低压加热器达高Ⅱ水位时，系统发出对应加热器水位高Ⅱ报警，超驰全开低压加热器危急疏水阀。

（4）低压加热器达高Ⅲ水位时，该加热器解列，系统发出对应加热器水位高Ⅲ报警，超驰打开该加热器危急疏水阀，关闭该加热器低正常疏水阀及上一级低压加热器正常疏水阀，并自动动作如下阀门（切除该加热器汽、水侧所有阀门）：关闭该加热器抽汽止回阀，关闭该加热器抽汽电动隔离阀，开启该加热器凝结水旁路阀，关闭该加热器凝结水进水阀和出水阀，开启该加热器抽汽止回阀前后疏水阀。

（5）低压加热器水位低时，系统发出对应加热器水位低报警，关闭低压加热器正常疏水阀及危急疏水阀。

三、除氧器水箱水位控制

（1）除氧器水箱达高Ⅰ水位时，系统发出除氧器水箱水位高报警。

（2）除氧器水箱达高Ⅱ水位时，系统发出除氧器水箱水位高Ⅱ报警，自动开启除氧器溢流调节阀，关闭 3 号高压加热器正常疏水阀，开启 3 号高压加热器紧急疏水阀，开启凝结水泵再循环阀，关闭除氧器水箱水位调节阀及电动旁路阀。

（3）除氧器水箱达高Ⅲ水位时，系统发出除氧器水箱水位高Ⅲ报警，开启除氧器紧急放水阀并自动动作以下阀门：关闭抽汽电动截止阀，开启抽汽电动截止阀后疏水阀等。

（4）除氧器水箱水位低时，系统发出除氧器水箱水位低报警，关闭除氧器溢流电动阀。

（5）除氧器水箱水位低低时，系统发出除氧器水箱水位低低报警，自动关闭除氧器溢流调节阀。

第四节 设 计 计 算

一、设计参数

（1）靠压差自流加热器疏水管系设计压力取用汽轮机最大计算出力工况下抽汽压力的 1.1 倍，且不小于 0.1MPa（g）。当管道中疏水静压引起压力升高值大于抽汽压力的 3%时，尚应计及静压的影响。

（2）加热器疏水泵前管系设计压力取用汽轮机最大计算出力工况下抽汽压力的 1.1 倍，且不小于 0.1MPa（g）。当管道中疏水静压引起压力升高值大于抽汽压力的 3%时，尚应计及静压的影响；加热器疏水泵后管系设计压力取用泵出口阀关断情况下泵的扬程与进水侧压力之和。

（3）加热器疏水管系设计温度取用该加热器抽汽管道设计压力对应的饱和温度。

（4）加热器排气管系设计压力取用汽轮机最大计算出力工况下抽汽压力的 1.1 倍，且不小于 0.1MPa（g）。

（5）加热器排气管系设计温度取用该加热器抽汽管道设计压力对应的饱和温度。

（6）加热器安全阀排汽管系设计压力、设计温度应根据排汽管道水力计算中的相应数据选取。

（7）除氧器溢流和放水管系设计压力取用汽轮机最大计算出力工况下抽汽压力的 1.1 倍加水柱静压，设计温度取用设计压力对应的饱和温度。

二、疏水泵选型计算

（1）加热器疏水泵的容量应按在最大运行工况时接入该泵的加热器的疏水量之和计算，另加10%裕量。

（2）低压加热器疏水泵的扬程应按下列各项之和计算：

1）从低压加热器疏水出口到除氧器凝结水入口（包括喷雾头）的介质流动阻力（按汽轮机最大凝结水量对应工况计算），另加20%裕量。

2）除氧器凝结水入口与低压加热器最低水位间的静压差。

3）除氧器工作压力，另加10%裕量。

4）最大凝结水量对应工况下低压加热器内的真空（如为正压力，取负值）。

（3）如果加热器疏水泵小流量再循环管路为常通，加热器疏水泵的出力应包括此部分的流量。

三、疏水泵汽蚀余量计算

（1）疏水泵必需汽蚀余量应取用泵技术协议中流量最大工况下的必需汽蚀余量值（0%NPSH$_r$），如制造厂仅提供 3%必需汽蚀余量值（3%NPSH$_r$），则0%NPSH$_r$可按1.3倍3%NPSH$_r$估算。

（2）疏水泵有效汽蚀余量（NPSH$_a$），是指从加热器或疏水箱的最低水位到卧式疏水泵中心线的高度减去管路阻力（其中滤网阻力按堵塞50%计）的有效压头。泵有效汽蚀余量应等于或大于泵制造厂提供的泵在超载时要求的必需汽蚀余量（0%NPSH$_r$），再加上20%的安全裕度。

四、低压加热器疏水U形水封高度计算

（一）两级低压加热器并联疏水U形水封

对疏水与凝汽器（或凝汽器立管）直接相连的外置式疏水冷却器，其疏水U形水封的水位高差为凝汽器（或凝汽器立管）疏水入口标高与外置式疏水冷却器入口管道内疏水水位的高差 H（见图13-8），水位压差与加热器抽汽压力p_2和凝汽器背压p_c之间的压差相平衡。

$$p_2-p_c=\rho gH$$

式中　ρ——疏水冷却器出口疏水的密度。

（二）两级低压加热器串联疏水U形水封

如疏水冷却器不便布置在较低标高，次末级低压加热器疏水U形水封与末级低压加热器疏水U形水封可采用串联形式，次末级低压加热器疏水U形水封的水位高差为次末级低压加热器疏水出口标高与外置式疏水冷却器入口管道内疏水水位的高差 H_2（见图13-9），水位压差与次末级低压加热器抽汽压力p_2和末级低压加热器抽汽压力p_1之间的压差相平衡；末级低压加热器疏水U形水封的水位高差为凝汽器（或凝汽器立管）疏水入口标高与外置式疏水冷却器入口管道内疏水水位的高差 H_1（见图13-9），水位压差与末级低压加热器抽汽压力p_1和凝汽器背压p_c之间的压差相平衡。

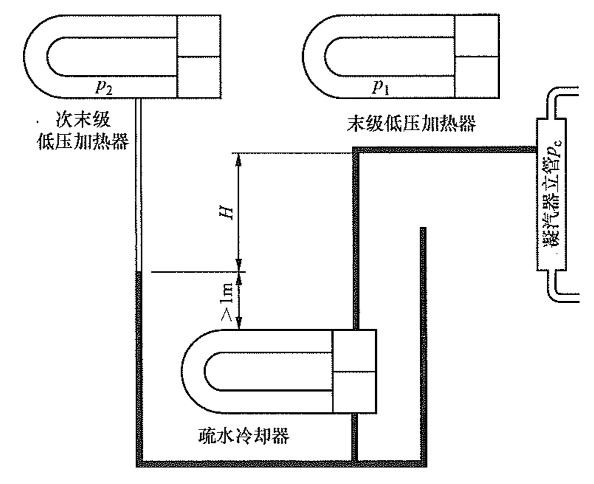


图13-8　并联水封高度

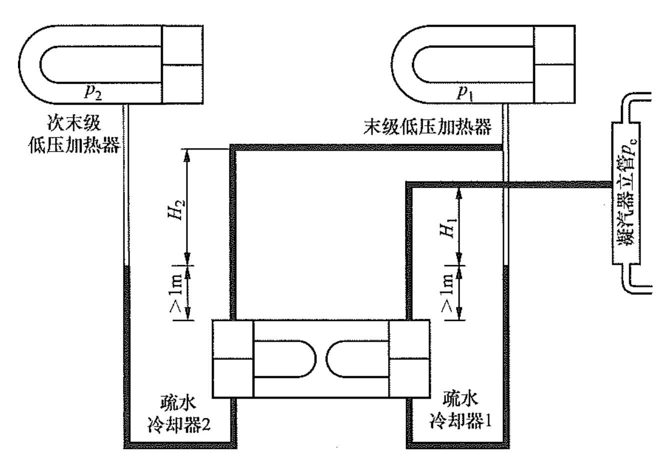


图13-9　串联水封高度

$$p_2-p_1=\rho_2 gH_2$$
$$p_1-p_c=\rho_1 gH_1$$

式中　ρ_1——疏水冷却器1出口疏水的密度；

　　　ρ_2——疏水冷却器2出口疏水的密度。

外置式疏水冷却器的安装标高应保证各种工况下疏水冷却器疏水出口比疏水冷却器入口管道内疏水最低水位至少低1m。

配有外置式疏水冷却器的加热器，其安装标高应保证加热器疏水出口标高比U形水封疏水出口标高至少高1m。

五、危急疏水量计算

给水加热器危急疏水量取下列两者较大值，并加10%的裕度：

（1）不小于最大负荷下管侧给水流量的10%。

（2）一根加热器管子破裂流出的水量（两个断口）为

$$q = 22.90 \times 10^{-2} \times D_i^2 \sqrt{p_t - p_s}$$

式中 q——一根管子破裂流出的水量，m^3/h；

D_i——管子公称内径，mm；

p_t——管侧设计压力，MPa；

p_s——管壳侧设计压力，MPa。

六、安全阀排汽反力计算

（1）安全阀排汽管道排汽反力可按 DL/T 5054—2016《火力发电厂汽水管道设计规范》中第 7 章的要求进行计算。

（2）安全阀排汽管道的自重和排汽反力应由支吊架承受。

第五节 设备选型

一、疏水泵

（1）加热器疏水泵宜选用多级离心泵。

（2）加热器疏水泵宜采用效率高、必需汽蚀余量小的结构。

二、疏水箱

（1）暖风器疏水箱的有效容积可按 3～5min 疏水泵额定流量设计。

（2）加热器疏水箱宜采用压力式疏水箱，疏水箱汽侧与加热器汽源间宜设置压力平衡管路，并设置安全阀。

三、管子、三通、弯头和管材

（1）管道的材料应根据管内介质的性质、参数及在各种工况下运行的安全性和经济性进行选择。

（2）加热器疏水及排气系统管道宜采用无缝钢管。

（3）加热器疏水调节阀后管道内介质如为两相流，管道宜采用耐磨损的 CrMo 合金钢管，腐蚀和磨损裕度可取用 2mm。典型管道规格见表 13-1 和表 13-2。

表 13-1 高压加热器疏水阀后管道推荐规格表

项目	管道规格（外径×壁厚）（mm×mm）			
	1000MW 机组（双列高压加热器）	1000MW 机组（单列高压加热器）	600MW 机组	300MW 机组
1 号高压加热器	273×16	426×30	273×16	219×9
2 号高压加热器	325×13	480×25	325×13	273×11
3 号高压加热器	377×13	530×18	377×13	325×13

注 1. 按机组容量从表中查询对应加热器疏水阀后管道的推荐规格。
2. 推荐管道材料采用 12Cr1MoVG。

表 13-2 低压加热器疏水阀后管道推荐规格表

调节阀前管道通径（mm）	调节阀后管道规格（外径×壁厚）（mm×mm）
125	159×6
150	219×8
200	273×9
250	325×13
300	377×13

注 1. 按低压加热器疏水调节阀前管道通径从表中查询加热器疏水阀后管道的推荐规格。
2. 推荐管道材料采用 12Cr1MoVG。

（4）三通、弯头等应按设计参数、公称直径、管内介质进行选择，材料与连接管道一致。

（5）加热器疏水调节阀后两相流管道第一个转弯处应采用消能三通结构，三通封堵宜采用盲法兰。

四、疏水阀

（1）加热器疏水阀应采用灵活可靠的调节阀，满足水位控制平稳的要求。

（2）加热器疏水阀应采用气动执行机构。

（3）压差较大的加热器疏水阀宜采用降压效果好的阀芯及阀体结构；压差较小的加热器疏水阀宜采用通流好的阀芯及阀体结构，保证疏水顺畅。

五、疏水泵再循环阀

（1）容量较小的定速加热器疏水泵宜采用常开节流式再循环阀，也可采用节流孔板。

（2）容量较大的定速加热器疏水泵再循环阀可采用机械式自动循环阀，也可采用气动调节阀。

（3）变频调速的加热器疏水泵再循环阀宜采用气动调节阀。

第六节 布置设计

一、设计原则

（1）设计输入：

1）加热器疏水及排气系统图。

2）制造厂提供的设备外形图、性能曲线、安装检修要求等资料。

3）主厂房、锅炉的相关土建结构资料。

（2）设备及阀门布置应满足便于操作和维护的要求。

（3）加热器疏水箱的布置和加热器疏水泵的安装标高应满足疏水泵必需汽蚀余量（$NPSH_r$）的要求，

并留有20%裕量。

（4）管道布置在满足安全和功能的条件下，应采用流阻低、高效节能的方案，应优先保证正常运行主管线布置的顺畅性。

二、设计具体要求

（1）管道的最小放水坡度，应不小于下列数值：

1）疏水管道，0.003。

2）疏水泵入口管道，0.15。

（2）疏水冷却器的安装标高应满足U形水封的高度要求，并留有适当裕量。

（3）流量测量装置前后直管段的长度应按DL/T 5054—2016《火力发电厂汽水管道设计规范》中表5.2.12的规定选取。

（4）疏水箱应布置在比对应加热器标高较低的位置，以满足疏水顺畅的要求。

（5）对配套疏水泵的低压加热器，疏水箱可做成与加热器联体的疏水罐形式，便于布置。

（6）疏水泵应布置在比对应加热器或疏水箱标高较低的位置，以满足疏水泵必需汽蚀余量的要求。

（7）外置式疏水冷却器应布置在比对应加热器标高较低的位置，以满足疏水通畅的要求。

（8）加热器疏水调节阀宜靠近接受疏水的设备布置，阀后管道长度宜尽量短。

（9）溢放水调节阀宜靠近接受排水的设备布置，阀后管道长度宜尽量短。

三、常见的布置与安装形式

（1）高压加热器危急疏水阀通常集中布置，并根据需要设检修平台。

（2）轴封冷却器至凝汽器疏水管通常配置可靠的单级U形水封，水封有效高度一般为13～15m。

（3）各级高压加热器连续排气管通常分别接到除氧器，各级低压加热器连续排气管通常分别接到凝汽器。

（4）至大气安全阀排汽管末端通常为对称Y形出口，以减小排汽水平反力。

四、支吊架的设计

（1）管道支吊架应按DL/T 5054—2016《火力发电厂汽水管道设计规范》的规定进行设计。

（2）对流速较高的疏水管道，宜适当设置固定、导向或滑动等形式的支吊架，以减小管系振动。

五、对其他系统、专业、厂商的要求

（1）穿屋顶的管道留孔应要求土建专业设置防水凸缘，管道上设置防雨罩，并应不影响管道的热胀。

（2）加热器正常疏水阀为失气关，事故疏水阀为失气开。

（3）如疏水阀随加热器配供，应向加热器制造厂提供疏水阀详细选型要求（包括流量、压差、形式、联锁等）。

（4）应及时向土建专业提供轴封冷却器疏水单级水封所需套管的资料。

六、布置与安装设计应注意的问题

（1）疏水泵再循环管路上节流装置应靠近加热器或水箱再循环入口布置。

（2）采用U形水封的疏水形式时，水位测点应装设在疏水管道上，水位测点的间距应包括各种工况管道内水位的变动范围。

（3）采用U形水封的疏水形式，安装时须将相应低压加热器与凝汽器连通的放气管道上的放气阀调节至合适开度，避免加热器汽侧压力降低接近凝汽器汽侧压力而影响疏水的顺畅性。

（4）当6号低压加热器布置在中间层时，6号低压加热器到7号低压加热器的正常疏水管道布置不应出现倒U形。

第十四章

抽 汽 系 统 设 计

第一节 系 统 说 明

一、设计范围及内容

抽汽系统的设计范围包括由汽轮机抽汽接口至各级抽汽回热加热器进汽接口、至给水泵汽轮机的正常工作蒸汽接口、至工业抽汽用户，以及从汽轮机抽汽口至辅助蒸汽等用户之间的管道、附件、抽汽止回阀、电动隔离阀及疏水、放水、放气管道和阀门等。

抽汽系统的设计内容包括系统拟定、管道设计参数的确定、管道及附件的选择等。

二、系统功能

该系统的功能包括（不限于）从汽轮机的各抽汽级向凝结水和给水系统的给水加热器提供加热蒸汽、向给水泵汽轮机提供工作用汽（如需要）、向热用户提供蒸汽、向锅炉暖风器提供加热蒸汽（如需要）、为辅助蒸汽系统提供汽源。

三、主要性能指标

1. 管道阻力

（1）至各级高压加热器的抽汽管道阻力宜低于相应抽汽接口处蒸汽压力的 3%，至除氧器及各级低压加热器的抽汽管道阻力宜低于相应抽汽接口处蒸汽压力的 5%。汽轮机制造厂有特别要求时，还应满足其要求。

（2）至其他用户管道的阻力，应满足用户接口处的蒸汽压力要求。

2. 介质流速

介质流速宜控制在如下范围：

（1）过热蒸汽管道，35～60m/s。

（2）饱和蒸汽管道，30～50m/s。

（3）湿蒸汽管道，20～35m/s。

（4）至减温减压器的蒸汽管道，60～90m/s。

第二节 常见系统设计方案

一、系统方案拟定

（1）应依据主辅机资料、设计合同进行系统设计。

（2）抽汽系统设计应满足 DL/T 834《火力发电厂汽轮机防进水和冷蒸汽导则》的规定。

（3）抽汽管道设计参数的选取、钢材的许用应力、管道壁厚的计算、管道应力的验算应满足 DL/T 5366《火力发电厂汽水管道应力计算技术规程》的规定。

（4）管道所用钢材应符合国家或行业标准的要求。

（5）管道的保温油漆设计应按照 DL/T 5072《火力发电厂保温油漆设计规程》进行。

（6）抽汽系统方案确定取决于汽轮机的热平衡图、汽轮机抽汽接口数量、加热器的配置、加热器的安装位置及其他设备和系统（如给水泵汽轮机、锅炉暖风器和供热需求等）对汽轮机抽汽的需求。

（7）汽轮机回热抽汽级数由汽轮机制造厂优化计算确定。300MW 及以上容量湿冷汽轮机一般采用八级回热抽汽系统，空冷汽轮机一般采用七级回热抽汽系统。抽汽系统主要向高/低压加热器、除氧器提供回热加热蒸汽，如有其他设备和系统需要从汽轮机抽汽，应综合考虑用汽参数要求、机组变负荷运行工况及机组热经济性等因素，选择从合适的抽汽口上接出，如有必要，还应设置减温/减压器。

（8）除布置在凝汽器喉部的抽汽管道外，每一级汽轮机抽汽管道上应设有电动隔离阀，根据汽轮机制造厂的要求设置带动力驱动的止回阀。在上述阀门的汽轮机一侧，阀门之间及阀门的下游需要装设疏水阀，以排除凝结的疏水。

（9）对于热电联产式供热机组的供热抽汽系统，一般分调整抽汽系统和非调整抽汽系统。调整抽汽管道除在靠近抽汽口设置隔离阀和止回阀外，还应设置快关阀，在止回阀上游设置全启式安全阀以防汽缸超压。非

调整抽汽管道应在靠近抽汽口设置隔离阀和止回阀。

（10）汽轮机抽汽系统应有完善的疏水系统。抽汽管道的低位点应设疏水，该疏水应单独接至疏水扩容器（或联箱）或凝汽器。疏水管道的坡向应朝向远离汽轮机的方向。疏水管道的管径可参考 DL/T 5054《火力发电厂汽水管道设计规范》选取。

（11）为测量汽轮机抽汽系统提供给辅助蒸汽系统或给水泵汽轮机的蒸汽量，在给辅助蒸汽的供汽管道上及去给水泵汽轮机的供汽管道上一般装设流量测量装置。

（12）抽汽管道上动力驱动的隔离阀应在加热器出现高高水位时自动关闭，动力驱动的抽汽止回阀也应根据同一信号自动关闭。抽汽止回阀因动作更快，限制了因抽汽管道中滞留的蒸汽能量而使汽轮机超速。抽汽管道上动力驱动的疏水阀在抽汽管道隔离阀关闭时自动打开。

二、典型的系统方案

（1）单机容量 300MW 及以上机组普遍采用三级高压加热器，300MW 以下机组采用两级高压加热器。单机容量 600MW 及以下机组一般采用单列高压加热器。单机容量为 1000MW 的机组可采用双列高压加热器，也可采用单列高压加热器。

（2）对于使用单列加热器，每级抽汽对应一台加热器，如果该级汽轮机抽汽口只有一个或低温再热蒸汽管道为单管制，则只有一条抽汽管道连接到对应的加热器。如果该级汽轮机抽汽口有两个或低温再热蒸汽管道为双管制，则应从两个接口或管道上接出再汇成一根管道连接到对应的加热器，隔离阀和止回阀一般布置在总管上，如图 14-1 所示。

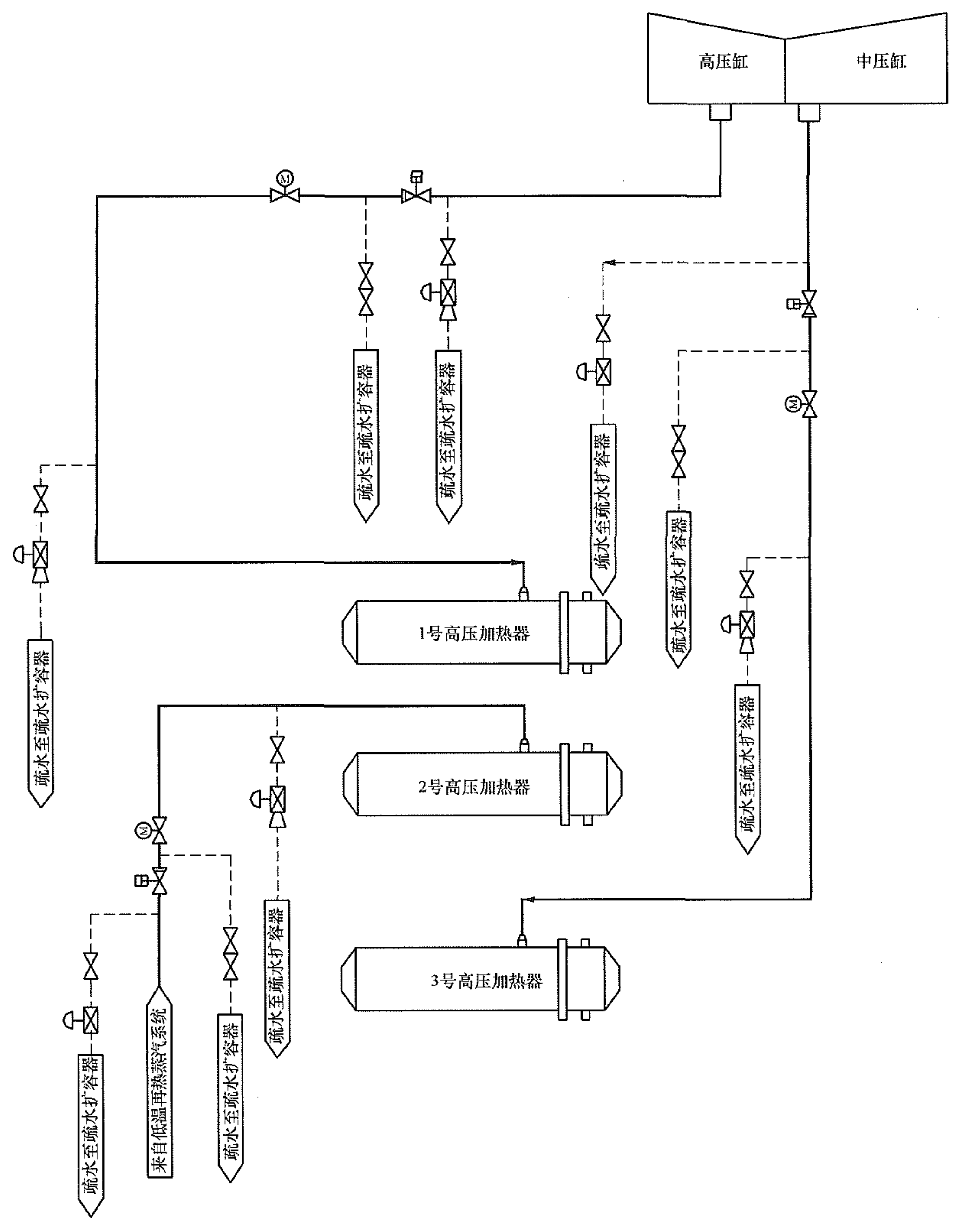


图 14-1 单列加热器设计方案

（3）对于使用双列加热器，除在总管上设置止回阀外，在每一台加热器抽汽支管上应分别设置止回阀和电动隔离阀。如果由于加热器换热管道泄漏、疏水控制或其他问题而要求该台加热器退出运行，另一台并列加热器仍能继续运行。当加热器中出现高高水位时，应关闭加热器入口的止回阀和电动隔离阀，而不是关闭抽汽总管上的抽汽止回阀，如图 14-2 所示。

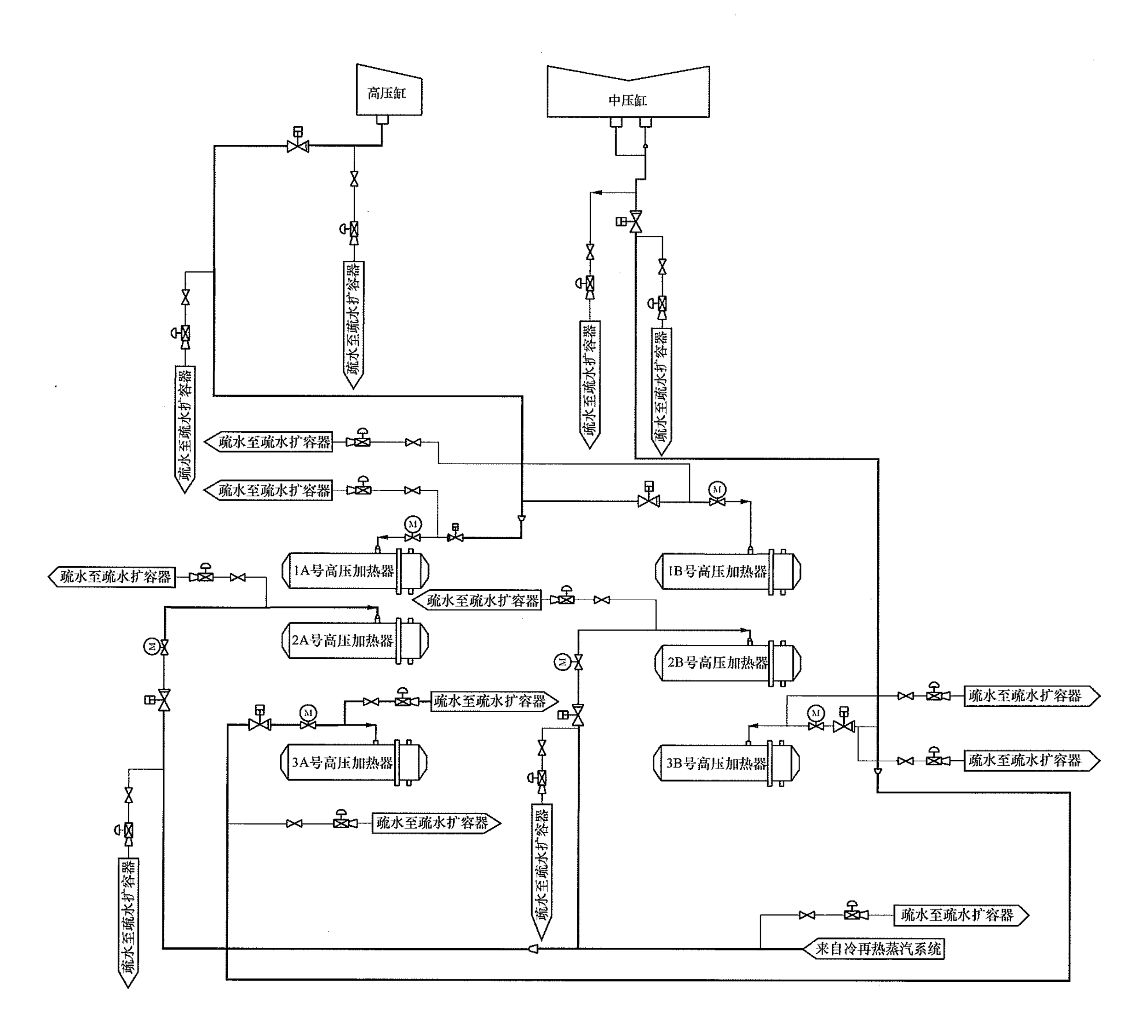


图 14-2　双列加热器设计方案

（4）单机容量为 300MW 及以上机组多采用汽动给水泵，也有采用电动给水泵的。即便是采用汽动给水泵，也有采用两台 50%容量和采用一台 100%容量汽动给水泵两种配置方案。如果采用汽轮机驱动给水泵，就必须设计去给水泵汽轮机的抽汽支管。在给每台给水泵汽轮机供汽的抽汽管道上，应有一个电动隔离阀和止回阀。 给水泵汽轮机宜采用单独的备用汽源，在机组低负荷或不抽汽运行工况时，作为抽汽的备用汽源，此备用汽源可来自主蒸汽系统、低温再热蒸汽系统或辅助蒸汽系统。

（5）根据给水泵汽轮机不同的进汽方式，工作汽源和备用汽源的切换方式有内切换、外切换两种。

1）对于内切换的进汽方式，汽轮机有高、低压两个进汽机构，分别接不同参数的汽源，如图 14-3 所示。

2）对于外切换的进汽方式，高压汽源（一般是低温再热蒸汽）可直接接至进汽阀前管道上或通过辅助蒸汽系统接入，如图 14-4 和图 14-5 所示。

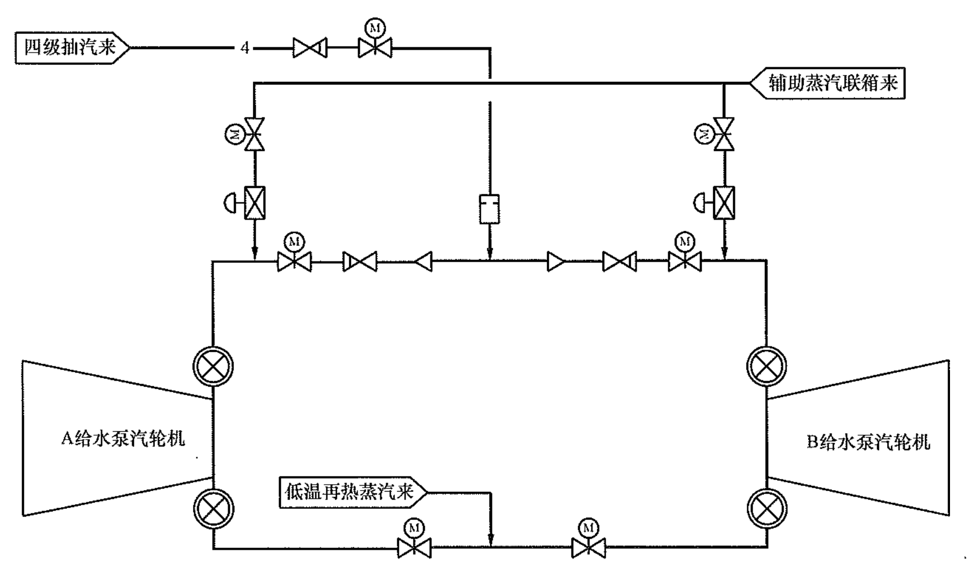


图 14-3　给水泵汽轮机内切换进汽方式系统图

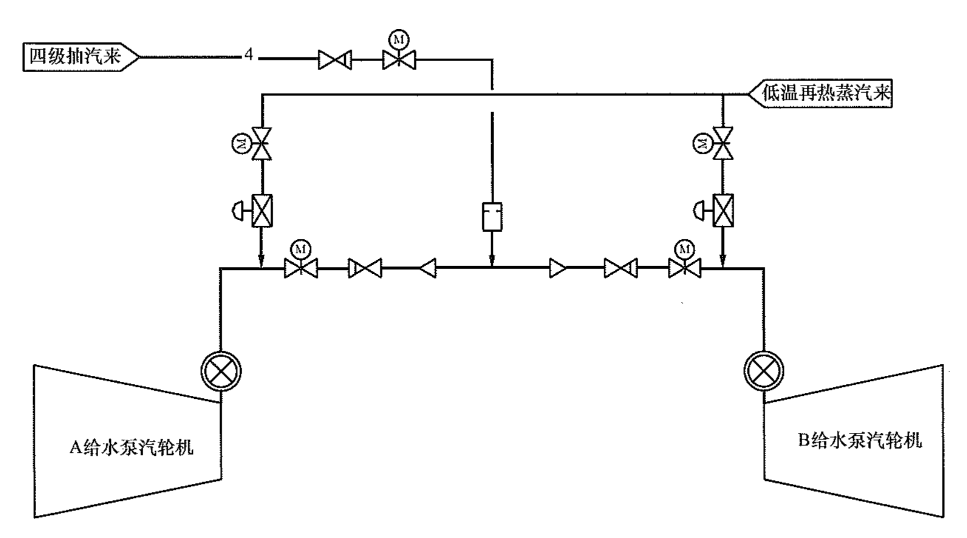


图 14-4　给水泵汽轮机外切换进汽方式系统图

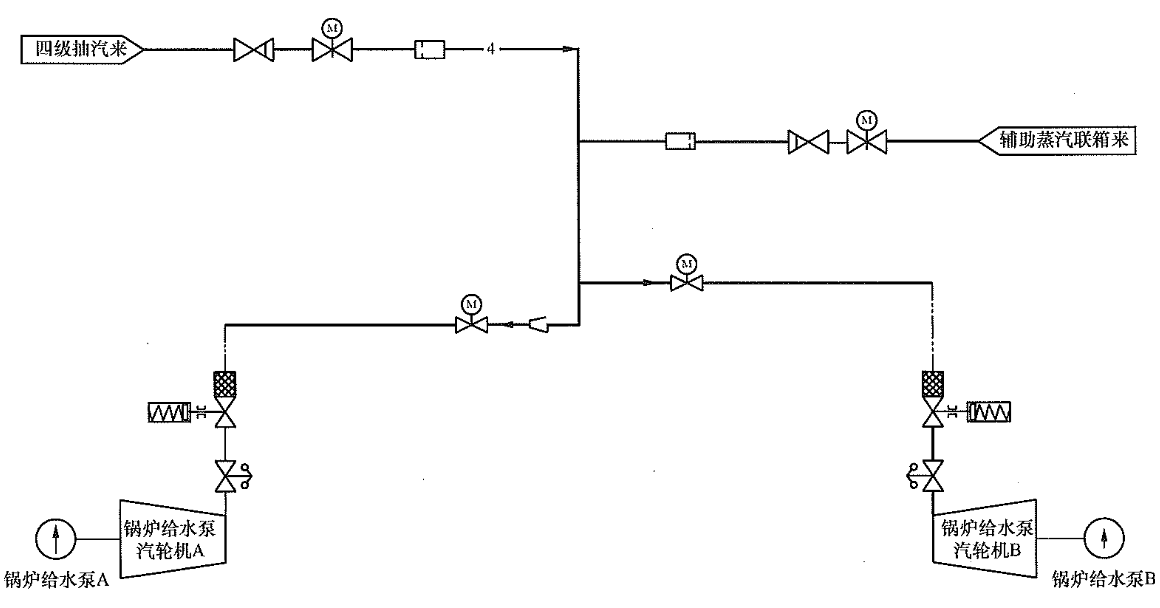


图 14-5　给水泵汽轮机外切换进汽方式系统图

（6）如果汽轮机抽汽系统给锅炉暖风器提供加热蒸汽，应在暖风器供汽总管道上设有一个电动隔离阀和止回阀，并在进入各暖风器的管道上设置带有前后隔离阀和旁路阀的调节阀组。

（7）供热机组的抽汽设计方案一般有调整抽汽和非调整抽汽两种。

1）调整抽汽式汽轮机可向外界供应一种或两种参数的抽汽，抽汽压力由调压系统控制，这种汽轮机能在较大的范围内同时满足外界热负荷和电负荷的不同要求，运行更加灵活，适应范围更广。其调整方式为：①设置坐缸式调节阀或双座式调阀。②设置旋转隔板。③设置连通管蝶阀。

2）非调整抽汽是指汽轮机内不设置抽汽调节阀或回转隔板，不把汽轮机的通流部分分割成若干部分。新蒸汽由进汽调节阀进入汽轮机后，通流部分的面积是不可调整的。抽汽口的抽汽压力和抽汽量一方面受到进汽调节阀开度的影响，当进汽调节阀开大（关小）时，抽汽口压力升高（降低）；另一方面还受到热网压力波动的影响，当进汽调节阀开度不变时，如热网压力上升（下降），则抽汽口压力会跟随变化，而抽汽量会被动地形成下降（上升）。所以非调整抽汽的特点是，汽轮机不能根据热网的需求主动控制和改变抽汽量及抽汽压力，调节能力相对较差。其优点是结构简单，对汽轮机通流没有节流作用。

三、系统设计应注意的问题

（1）抽汽管道上隔离阀和止回阀不应设置旁路。

（2）每根抽汽管道的止回阀前、隔离阀后均应设计疏水点，止回阀和隔离阀之间视布置情况在低点设置疏水点；止回阀前、隔离阀后的疏水管道上应设动力驱动的疏水阀，每个疏水管应单独接至疏水扩容器或凝汽器。动力驱动的疏水阀上游宜设置一个手动隔离阀。

（3）电动隔离阀、止回阀和疏水阀与汽轮发电机保护系统应有联锁，当汽轮机跳闸、汽轮机超速、发电机跳闸、加热器或除氧器超高水位时，隔离阀和止回阀自动关闭，疏水阀自动开启。

（4）给水泵汽轮机采用图 14-4 所示的外切换进汽方式时，高、低压汽源共用段的管道、阀门及附件应按较高汽源参数选取。

四、阀门选型

（1）阀门的选型应满足抽汽管道内介质温度、压力、流量、流向及严密性要求，并满足系统开/关时间的要求。

（2）抽汽管道上的隔离阀宜采用电动闸阀，当抽汽管道设计压力不大于 PN2.5，公称直径大于或等于 DN400 时，可采用三偏心结构的蝶阀。抽汽管道电动隔离阀所要求的关闭时间，取决于流至加热器中的额外增加水量及加热器超高水位报警线和抽汽管道隔离阀后与加热器连接管段最高点之间的有效存水容积。隔离阀应为全通径式，不允许使用文丘里和缩口阀体。

（3）抽汽止回阀应为主动关闭自由旋启式，要求关闭严密，防止介质倒流。阀门应按照阀座两侧的最大不平衡压力设计。在设计流量条件下，阀门上的压降较小。止回阀及其附件的设计应使阀门能在汽轮机制造厂要求的限定时间内关闭。抽汽止回阀一般由汽轮机制造厂配套供货。

（4）疏水阀应为动力驱动型，通常为气动球阀或截止阀，失去动力时应处于开启状态。

（5）隔离阀关闭时应能达到零泄漏双向密封功能。

第三节　联　锁　条　件

在机组启动、正常运行及事故过程中，运行人员应在集中控制室内通过 DCS 控制系统严格监视和控制抽汽系统温度、压力等参数，确保系统安全稳定运行。

一、抽汽至除氧器及给水泵汽轮机

1. 抽汽至除氧器

在机组启动过程中，由辅助蒸汽为除氧器供汽，此时除氧器压力维持在 0.147MPa；随着机组负荷增加，抽汽压力达到 0.147MPa 时，自动切换至四级抽汽供汽做滑压运行。

当除氧器水箱水位达到“超高水位”时，联锁关闭至除氧器的抽汽管道上的电动隔断阀。同时，联锁自动开启其后的气动疏水阀。

在采用辅助蒸汽供汽时，若除氧器内压力超过允许值（安全阀起跳压力），联锁关闭辅助蒸汽供汽管道的电动隔离阀。

当汽轮机甩负荷时，为了避免除氧器内压力急剧下降而发生给水泵入口处的水汽化，此时应自动投入辅助蒸汽，首先保持在机组甩负荷前的除氧器压力，之后逐渐降低稳定在 0.147MPa 压力下运行，直至停机之后。

当汽轮机跳闸、汽轮机超速、发电机跳闸、加热器壳体超高水位时引起系统保护动作，联锁关闭各抽汽管道上气动止回阀和电动隔离阀，自动打开各气动疏水阀，以保护汽轮机。

2. 抽汽至给水泵汽轮机

给水泵汽轮机由双汽源供汽，机组在启动时，抽汽压力较低，不能满足给水泵汽轮机用汽要求，用再热（冷段）蒸汽供汽。随着机组负荷的升高，当四级抽汽压力满足给水泵汽轮机用汽要求时，即由四级抽

汽作为给水泵汽轮机的供汽汽源。

带疏水罐的疏水管，根据疏水罐的水位开关信号联锁开启相应的气动疏水阀并报警。

二、抽汽至高、低压加热器

除七、八级抽汽外，抽汽至各高、低加热器的蒸汽管道上均装有电动隔离阀、气动止回阀和气动疏水阀。

1. 电动隔离阀

当出现下列情况之一时联锁相应的电动隔离阀自动关闭：

（1）加热器水位达到高Ⅲ值。

（2）汽轮机甩负荷。

（3）汽轮机跳闸。

（4）气动止回阀自动关闭。

2. 气动止回阀

当出现下列情况之一时，联锁相应的气动止回阀自动关闭：

（1）加热器水位达到“高Ⅲ值水位”（与电动隔离阀同一信号）。

（2）汽轮机甩负荷。

（3）汽轮机跳闸。

3. 气动疏水阀

抽汽管道电动隔离阀前及气动止回阀后的气动疏水阀在出现下列情况之一时，联锁其自动开启（相应的）：

（1）电动隔离阀（气动止回阀）关闭。

（2）根据汽轮机制造厂的要求，机组启动期间负荷低于某设定数值，或机组负荷降至某设定数值时，各段气动疏水阀开启。

（3）抽汽管道内出现积水（根据抽汽管道上/下设置的温度测点，当管道的上、下壁温差大于某设定温度时，首先报警，疏水阀联锁打开）。

（4）凡设置有疏水罐的疏水管，根据疏水罐上两个水位开关的信号联锁自动开启气动疏水阀并报警，即出现“高水位”时联锁开启相应的气动疏水阀，并报警；当出现“高高水位”时再次报警，当水位信号消失时，自动关闭气动疏水阀。

第四节 设 计 计 算

一、设计压力

（1）由低温再热蒸汽管道上接出的二级抽汽管道的设计压力，取用汽轮机最大计算出力工况（调节汽阀全开，VWO）热平衡中高压缸排汽压力的1.15倍。

（2）非调整抽汽管道的设计压力，取用汽轮机最大计算出力工况下该抽汽压力的1.1倍，且不小于0.1MPa。

（3）调整抽汽管道的设计压力，取其最高工作压力。

二、设计温度

（1）非调整抽汽管道的设计温度，取用汽轮机最大计算出力工况下抽汽参数，等熵求取管道设计压力下的相应温度。

（2）调整抽汽管道的设计温度，取用抽汽的最高工作温度。

三、管道及管系设计计算

（1）管道流速及阻力、管径及管道壁厚等应按照DL/T 5054—2016《火力发电厂汽水管道设计规范》进行计算。

（2）管系应力分析应按照DL/T 5366《火力发电厂汽水管道应力计算技术规程》进行计算。

四、电动隔离阀关闭时间计算

（1）抽汽管道电动隔离阀所要求的关闭时间t（s），取决于流至加热器中的额外增加水量q（m^3/h）及加热器超高水位报警线和抽汽管道上隔离阀之间的有效容积V（m^3）。

（2）对于高、低压加热器（表面式加热器），计算额外增加水量应为下列两项水量的最大值：

1）加热器水侧两根管子同时破裂（4个断口）时流出的水量。

2）相当于最大负荷下本级加热器管侧给水量的10%。

（3）对于除氧器（混合式加热器），计算额外增加水量应为来自低压加热器的凝结水量和从高压加热器来的逐级水量的和。

抽汽管道电动隔离阀所要求的关闭时间t（s）为

$$t \leqslant \frac{3600V}{q} \tag{14-1}$$

式中 V——加热器超高水位报警线和抽汽管道上隔离阀之间的有效容积，m^3；

q——流至加热器中的额外增加水量，m^3/h；

t——抽汽管道电动隔离阀所要求的关闭时间，s。

当加热器布置位置比汽轮机抽汽口高，计算有效存水容积V时，要特别注意，因为当水一旦漫过抽汽管道的最高点S，就会迅速冲进汽轮机。容积V仅为加热器出口到管道高点S间管道容积和加热器高高水位之上的空间容积之和，而不是算到电动隔离阀前，如图14-6所示。

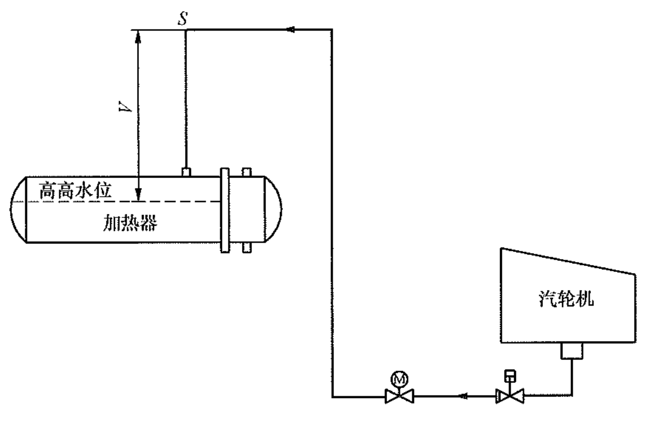


图 14-6　有效存水容积 V 计算示意图

第五节　布　置　设　计

一、管道

（1）管道布置应满足工艺及管道和流程图的要求。阀门布置应满足便于操作、安装及维修的要求。按照防止汽轮机进水的要求，抽汽管道水平安装时，应保证管道按汽流方向的疏水坡度不小于 0.005。计算坡度时应考虑冷、热位移对坡度的影响，此时，管道的位移可按设计压力下的饱和温度计算。

（2）加热器抽汽管道中止回阀的位置应尽可能靠近汽轮机，以使抽汽系统存储能量低于汽轮机制造厂要求的最高值，防止汽轮机跳闸后超速。

（3）抽汽管道的布置与汽轮机和加热器布置的相对位置有关。高压加热器的布置位置通常有两种方式，即从机头向机尾方向或从机尾向机头方向。高压加热器采用逆序布置的主要原因是考虑高压给水管道的合理布置，并且 1、2、3 级抽汽温度较高，管道需要足够的自然补偿。

二、管道支吊架

（1）应根据管道系统的总体布置综合分析确定。支吊系统应合理承受管道的各种荷载；合理约束管道位移；保证在各种工况下，管道应力均在允许范围内；满足管道所连设备对接口推力（力矩）的限制要求；增加管道系统的稳定性，防止管道振动。

（2）支吊架材料应遵循 GB/T 17116《管道支吊架》的要求。

第十五章

辅助蒸汽系统设计

第一节　系　统　说　明

一、设计范围及内容

辅助蒸汽系统主要是在机组启动初期和运行期间为各厂用汽用户提供汽源或备用汽源，该系统的设计应满足不同运行工况下各蒸汽用户参数要求并遵循经济合理的原则。

辅助蒸汽系统的设计范围包括从各辅助蒸汽汽源至辅助蒸汽母管/联箱，以及从辅助蒸汽母管/联箱到各辅助蒸汽用户之间的管道系统，包括辅助蒸汽母管/联箱及其疏水和安全阀排汽管道系统。

辅助蒸汽系统的设计内容包括系统拟定、管道设计参数的确定、管道及附件的选择等。

二、系统功能

辅助蒸汽系统的汽源包括但不限于启动锅炉、已运行机组、低温再热蒸汽、汽轮机抽汽。

辅助蒸汽系统根据需要向下述用户提供满足其参数要求的蒸汽：

（1）除氧器启动及停机养护用汽。

（2）锅炉暖风器用汽。

（3）燃油加热、吹扫、雾化及污油处理用汽。

（4）汽轮机及给水泵汽轮机轴封用汽。

（5）给水泵汽轮机调试、启动、备用用汽。

（6）电厂采暖、空调、浴室、辅助附属设施用汽。

（7）生水加热器用汽。

（8）化学车间、制氢站用汽。

（9）电除尘器灰斗加热及空气预热器冲洗水箱加热用汽。

（10）冷炉加热备用汽源。

（11）磨煤机、煤粉仓消防用汽。

（12）空气预热器启动吹扫用汽。

（13）节油点火装置用汽。

（14）脱硫脱硝用汽。

（15）其他用汽。

第二节　常见系统设计方案

一、系统方案拟定

（一）系统拟定原则

应根据系统功能中所述汽源的参数和用户要求的蒸汽参数及流量进行辅助蒸汽系统的设计。

辅助蒸汽系统应满足机组在启动、正常运行、低负荷工况、甩负荷工况和停机工况下，各蒸汽用户所需要蒸汽的压力、温度和流量要求。辅助蒸汽系统应满足各种工况下用户的要求，汽源的供应量与用户的消耗量应保持平衡。

辅助蒸汽系统宜提供和蒸汽用户要求的参数接近的蒸汽汽源，保证合理的热经济性。当正常汽源参数不够时，宜切换至更高参数的汽源；当提供的汽源参数高于用户所需参数时，应设置减温减压装置，将蒸汽参数调整到用户所需参数。

水压试验用于检验管道及其附件的强度和检验管系的严密性。水压试验的压力（表压）应不小于 1.5 倍设计压力，且不得小于 0.2MPa。

管道的保温油漆设计应按照 DL/T 5072《火力发电厂保温油漆设计规程》进行。

（二）系统方案设计

辅助蒸汽工作汽源一般来自参数接近的汽轮机抽汽。由于滑参数运行的汽轮机抽汽参数在启、停过程中可能满足不了蒸汽用户的要求，所以辅助蒸汽系统往往设有备用高压汽源，如低温再热蒸汽。对于新建机组，第一台机组启动前的辅助蒸汽用汽来自启动锅炉。

辅助蒸汽系统的方案设计必须满足系统的不同运行方式，应根据工程的实际情况选择最合理的方案，采用高、低压两级辅助蒸汽系统或是采用一级高压辅助蒸汽系统。

当主要的、经常性的蒸汽用户（如供热机组）的

用汽参数，与汽轮机抽汽（或其他除氧器汽源）差别较大时，宜设置高、低压两级辅助蒸汽管道系统。

常见辅助蒸汽用户的用汽量和参数可进行统计，各系统配置方案如下：

1. 除氧器用汽

在机组冷态启动初期，需由辅助蒸汽系统向除氧器供汽，将给水加热至0.147MPa（以300MW机组为例）下的饱和温度，以保证启动期间向锅炉提供除氧水。当机组负荷上升、四级抽汽压力大于0.147MPa时，由辅助蒸汽切换至四级抽汽。汽轮机甩负荷跳闸时自动关闭四级抽汽至除氧器隔离阀并开启辅助蒸汽至除氧器供汽调节阀，以维持除氧器在一定压力下运行。

在短时停机期间，向除氧器提供少量蒸汽，维持除氧器内压力略高于大气压，并在储水箱蒸汽空间保持一个蒸汽保护层，防止已除过氧的水与大气接触。

2. 轴封蒸汽系统用汽

当机组在启、停及低负荷工况期间，由辅助蒸汽系统向轴封蒸汽系统供汽。对采用自平衡轴封蒸汽系统的汽轮机，一般在机组负荷超过30%时，就由汽轮机轴封蒸汽系统自行供汽。如果不是自平衡轴封蒸汽系统，则应提供连续不断的外部汽源。

3. 锅炉给水泵汽轮机调试用汽（配电泵时无此项）

机组启动之前，若给水泵汽轮机需要进行调试，可由辅助蒸汽系统供汽。供汽管一般接在给水泵汽轮机低压汽源的总管上。

4. 锅炉暖风器用汽（若有）

从低压辅助蒸汽母管至每组暖风器的供汽管道上依次装有一个电动闸阀和一个调节阀。调节阀调节信号取自空气预热器的入口风温，通过调节蒸汽流量来控制空气预热器的入口风温。

5. 生水加热器用汽（若有）

在寒冷地区，为了把进入除盐设备的生水加热到合适的温度，一般设置有生水加热器。在至每台生水加热器的供汽管道上均装有一个调节阀，其调节信号取自生水加热器出口生水温度，通过自动调节进入生水加热器的蒸汽量来控制生水温度。

6. 采暖、生活及浴室用汽

这些用汽属全厂公用设施用汽，宜从全厂的辅助蒸汽联络母管上接出，需根据用汽参数选择合适的减温减压器。

7. 油区加热、污油分离及燃油雾化用汽

由于污油分离站和油区加热系统为全厂公用设施，故从全厂的辅助蒸汽联络母管上接出。为防止油倒流回辅助蒸汽系统，在此管道上装设一个止回阀。

8. 电除尘器灰斗加热用汽（若有）

冬季为防止电除尘器下部灰斗处烟气结露腐蚀金属，如采用蒸汽加热电除尘器灰斗，则需设置此路蒸汽管道。如灰斗采用电加热方式，则无需此蒸汽管道。

9. 冷炉加热用汽

为了缩短机组启动时间，锅炉冷态启动时从辅助蒸汽联箱供汽至锅炉水冷壁下联箱，加热炉水。在靠近锅炉水冷壁下联箱的管道上应设置两个隔离阀和一个止回阀。阀门及下游管道的设计参数应与锅炉水冷壁的设计参数一致。

辅助蒸汽母管或联箱上应设置全启式安全阀。当辅助蒸汽经过减温减压器后供给蒸汽用户时，减压阀后的管段上应设置全启式安全阀，防止蒸汽超压。

辅助蒸汽系统应设置合理的管道疏放水系统。对于经常处于热备用状态的辅助蒸汽管道，应设置带疏水器的经常疏水系统，疏水应尽量回收利用。

二、典型的系统方案

1. 单母管方案

仅提供单一参数的辅助蒸汽。每台机组宜设一台辅助蒸汽联箱，根据机组除氧器加热汽源的参数，一般为汽轮机的四级抽汽。相邻机组的辅助蒸汽联箱用一根辅助蒸汽母管连接。机组正常运行时由本机四级抽汽向辅助蒸汽系统供汽，机组启动时辅助蒸汽由启动锅炉或邻机提供辅助汽源，低负荷时由本机低温再热蒸汽供汽，如有特殊要求也可采用过热蒸汽供汽，如图15-1所示。

辅助蒸汽系统除向各蒸汽用户供汽外，通常还和以下管道系统相连：

（1）启动锅炉供汽管道。启动锅炉过热器出口蒸汽压力一般为1.27MPa，温度为350℃，该供汽管道上应设置一个电动闸阀，当辅助蒸汽汽源切换至由运行机组供汽时，该阀要及时关断。

（2）低温再热蒸汽供汽管道。按介质流向在低温再热蒸汽供汽管道上依次设置流量测量孔板、电动闸阀、调节阀、手动闸阀、止回阀和减温器（如需要）。

（3）抽汽供汽管道。沿汽流方向设置电动闸阀和止回阀，如汽轮机抽汽压力高于辅助蒸汽工作压力或温度高于辅助蒸汽的工作温度，则应设置压力调节阀或减温器。止回阀是防止辅助蒸汽倒入汽轮机，电动闸阀作隔离汽源用。

（4）去除氧器供汽管道。该管道上设有由调节阀及前后闸阀和旁路阀组成的调压站及止回阀。旁路阀常闭，调节阀后的闸阀在该管道投入运行或处于热备用时处于开启状态，该供汽管道在启动时向除氧器供汽，旁路当调节阀检修时用。止回阀是防止除氧器内蒸汽倒流至辅助蒸汽系统。

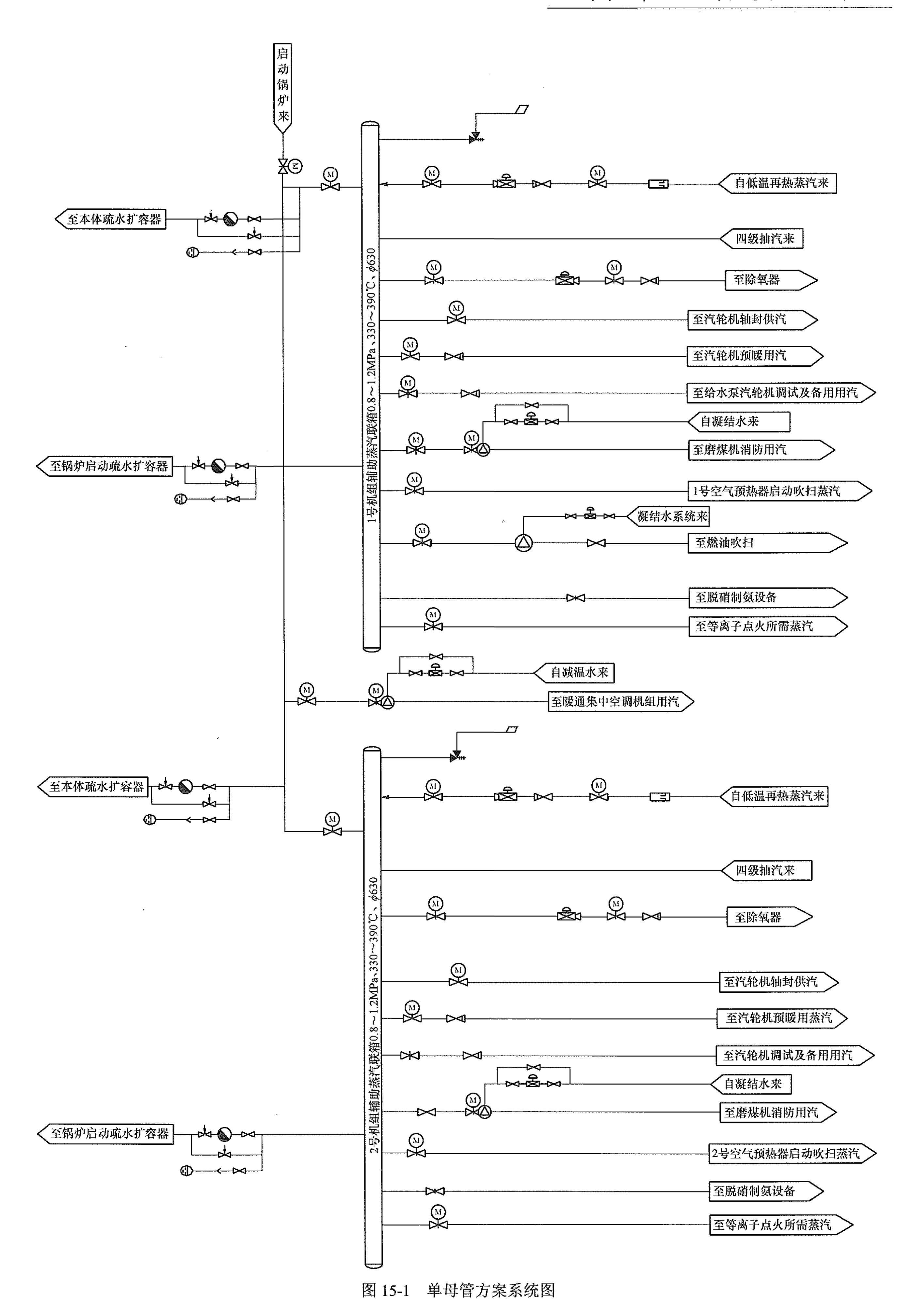


图 15-1 单母管方案系统图

（5）辅助蒸汽系统的疏放水。辅助蒸汽系统的主要管道应根据管道布置及可能出现的运行工况，合理设置疏放水点。由于该系统管道布置较分散，可设置疏水母管，将疏水均汇集到疏水母管。两台机组可共用一疏水母管，中间以一个闸阀隔离。启动疏水排至两台机组的锅炉疏水（排污）扩容器，经常疏水则可排到两台机组的疏水扩容器回收。

2. 双母管系统（高、低压两级辅助蒸汽系统）

根据蒸汽用户的情况，可将辅助蒸汽联箱的参数作为高压汽源的参数或低压汽源的参数。

高压辅助蒸汽母管（联箱）至低压辅助蒸汽母管（联箱）上设置一个压力调节阀，按汽流方向阀前后各设有一个电动闸阀和手动阀并设有一个旁路阀，调节阀故障时蒸汽流经旁路。电动闸阀在机组甩负荷或故障时迅速关断。调节阀在启动及低负荷时调节来汽流量维持低压辅助蒸汽参数在一定范围内，如图15-2所示。

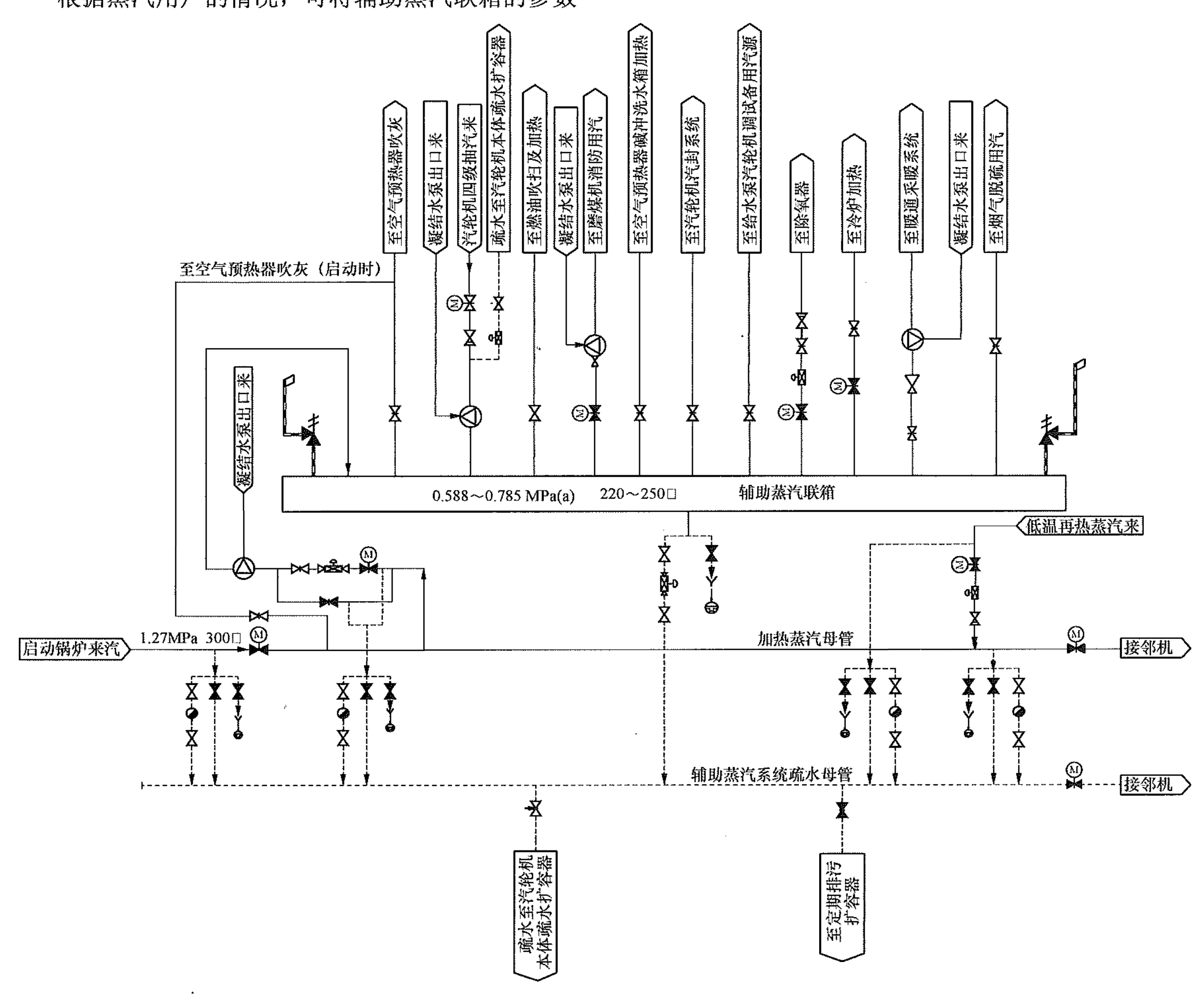


图15-2 双母管方案系统图

三、系统设计应注意的问题

（1）辅助蒸汽系统的设计应注意新建机组和扩建机组的不同。新建机组所有公用设施的用汽均需要从新建项目的辅助蒸汽系统接出，通常需要设置启动锅炉；而扩建机组不需要新建启动锅炉房，大部分公用设施已在前期工程中建设完成，扩建机组一般只需要考虑新增加的公用设施的用汽。

（2）辅助蒸汽系统的设置必须考虑各种运行工况。

（3）辅助蒸汽系统的最大供汽能力应同时满足机组正常运行和邻机启动的需要。

第三节 联 锁 条 件

一、系统控制

（一）启动锅炉至辅助蒸汽母管压力控制

启动锅炉至辅助蒸汽母管供汽管路上装有气动调节阀、电动隔离阀，在电动隔离阀前装有止回阀，防

止汽源回流。在两台机组辅助蒸汽联络母管上装有“1、2号机组辅助蒸汽母管压力”“1、2号机组辅助蒸汽母管温度”等控制信号。

当第一台机组启动时，由“1、2号机组辅助蒸汽母管压力”信号控制启动锅炉至辅助蒸汽母管的气动调节阀开度，维持辅助蒸汽母管压力稳定，辅助蒸汽母管由启动锅炉汽源供汽。

当运行机组达到25%负荷以上，低温再热蒸汽参数或汽轮机四级抽汽参数满足辅助参数要求时，可切换至低温再热蒸汽或汽轮机四级抽汽供汽，同时联锁关闭启动锅炉至辅助蒸汽母管隔离阀。

（二）机组低温再热蒸汽至辅助蒸汽母管压力控制

每台机组低温再热蒸汽至辅助蒸汽母管供汽管路上装有调节阀、电动隔离阀、辅助蒸汽减温器、辅助蒸汽减温器喷水调节阀及“机组低温再热蒸汽至辅助蒸汽母管压力”“机组辅助蒸汽母管压力”和“机组辅助蒸汽母管温度”控制信号；在电动隔离阀前装有止回阀，防止汽源返回。

为确保两台机组的冷段不互相影响，两台机组的“低温再热蒸汽至辅助蒸汽母管调节阀前电动隔离阀”互为闭锁，不允许同时开启。

在机组负荷达到25%以上时，机组低温再热蒸汽参数达到辅助蒸汽系统要求，由“机组低温再热蒸汽至辅助蒸汽母管压力”信号联锁打开“机组低温再热蒸汽至辅助蒸汽母管调节阀前电动隔离阀”，同时利用“机组辅助蒸汽母管压力”和“机组辅助蒸汽母管温度”信号控制“机组低温再热蒸汽至辅助蒸汽母管调节阀”和“辅助蒸汽减温器喷水调节阀”开度，使机组低温再热蒸汽至辅助蒸汽母管的压力和温度参数满足辅助蒸汽系统要求，辅助蒸汽母管由机组低温再热蒸汽供汽。

（三）四级抽汽至机组辅助蒸汽母管供汽控制

每台汽轮机四级抽汽至机组辅助蒸汽母管供汽管路上装有“四级抽汽至辅助蒸汽母管电动隔离阀”及“四级抽汽至辅助蒸汽母管压力”控制信号，在电动隔离阀前装有止回阀，防止汽源返回。

在机组正常运行时，四级抽汽参数达到辅助蒸汽系统要求，由“四级抽汽至辅助蒸汽母管压力”信号联锁打开“四级抽汽至机组辅助蒸汽母管电动隔离阀”，关闭“低温再热蒸汽至辅助蒸汽母管调节阀前电动隔离阀”，关闭低温再热蒸汽汽源，辅助蒸汽母管改由四级抽汽供汽。

当发生除氧器水位为高Ⅲ值，“四级抽汽电动隔离阀”关闭时，联锁关闭“四级抽汽至辅助蒸汽母管电动隔离阀”；此时，当仅有一台机组运行，且汽轮机旁路打开时，联锁打开“低温再热蒸汽至辅助蒸汽母管调节阀前电动隔离阀”，恢复“低温再热蒸汽至辅助蒸汽母管压力控制”，辅助蒸汽母管切至机组低温再热蒸汽供汽。

（四）辅助蒸汽至除氧器压力控制

在机组辅助蒸汽母管至除氧器供汽管道上设有“机组辅助蒸汽母管至除氧器调节阀”“机组辅助蒸汽母管至除氧器调节阀前电动隔离阀”“机组辅助蒸汽母管至除氧器旁路电动隔离阀”及“机组辅助蒸汽至除氧器压力”控制信号等。

辅助蒸汽至除氧器压力控制与“除氧器压力”三冗余控制信号一起，共同构成“除氧器压力控制”。

机组启动时，由“机组辅助蒸汽至除氧器压力”信号联锁打开“机组辅助蒸汽母管至除氧器调节阀前电动隔离阀”，同时利用“除氧器压力”信号控制“机组辅助蒸汽母管至除氧器调节阀”开度，满足除氧器预热和定压运行。

汽轮机跳闸或低负荷工况时，除氧器压力急剧下降，产生一个随时间函数衰减的较高设定值，控制逐渐打开“机组辅助蒸汽母管至除氧器调节阀”，防止除氧器压力下降过快而发生“闪蒸”现象。

在机组正常运行时，设定值跟踪“除氧器压力”，控制逐渐关闭“机组辅助蒸汽母管至除氧器调节阀”直至全关，除氧器压力跟随四级抽汽压力滑压运行。

（五）辅助蒸汽供汽轮机轴封蒸汽系统

在辅助蒸汽供汽轮机轴封蒸汽系统供汽管道上设有“轴封止回阀”“低压缸轴封减温器”“低压缸轴封喷水调节阀”“轴封调节阀”及“轴封供汽阀前轴封蒸汽压力”“轴封供汽阀前轴封蒸汽温度”控制信号等。止回阀可防止轴封蒸汽汽源返回辅助蒸汽系统。

在启动和停机状态下，辅助蒸汽保持一定汽流供至汽轮机轴封用蒸汽。辅助蒸汽同时也对给水泵汽轮机轴封供汽，保持一定汽流供至给水泵汽轮机轴封用蒸汽。

（六）辅助蒸汽供给水泵汽轮机

辅助蒸汽供给水泵汽轮机调试及启停过程用汽，供汽管道接至给水泵汽轮机低压供汽管道上，辅助蒸汽供汽管道上装有隔离阀和止回阀，止回阀可防止给水泵汽轮机其他汽源进入辅助蒸汽系统。

（七）辅助蒸汽供空气预热器吹灰

辅助蒸汽供空气预热器吹灰用蒸汽供汽管道上装有“机组辅助蒸汽母管至锅炉空气预热器吹灰蒸汽电动隔离阀”和止回阀，止回阀可防止汽源返回辅助蒸汽系统。

（八）辅助蒸汽至点火系统蒸汽温度控制

辅助蒸汽供点火及磨煤机灭火用蒸汽供汽管道上装有“辅助蒸汽减温器”“辅助蒸汽减温器喷水调节阀”和“辅助蒸汽减温器后温度”控制信号等。

由“机组辅助蒸汽减温器后温度”信号控制“辅助蒸汽减温器喷水调节阀”开度，使辅助蒸汽参数点火及磨煤机灭火用蒸汽满足要求。

（九）机组辅助蒸汽疏水扩容器液位控制

在机组辅助蒸汽疏水系统上设有“辅助蒸汽疏水扩容器”“机组辅助蒸汽疏水扩容器液位调节阀”“机组辅助蒸汽疏水扩容器至机组排水槽隔离阀”及“机组辅助蒸汽疏水扩容器液位”控制信号等。

由“机组辅助蒸汽疏水扩容器液位”信号控制“机组辅助蒸汽疏水扩容器液位调节阀”开度，使“辅助蒸汽疏水扩容器”液位维持一定值。

当“辅助蒸汽疏水扩容器”液位持续升高时，联锁打开“机组辅助蒸汽疏水扩容器至机组排水槽隔离阀”，将辅助蒸汽疏水排至机组排水槽。

二、系统联锁

正常运行时，机组辅助蒸汽母管汽源由本机组四级抽汽供给。辅助蒸汽供除氧器电动隔离阀及调节阀关闭；低温再热蒸汽至辅助蒸汽母管电动隔离阀及调节阀关闭。

本机组正常运行，而另一台机组正启动时，低温再热蒸汽至辅助蒸汽母管电动隔离阀及调节阀开启。

本机组四级抽汽压力小于 0.6MPa 时，四级抽汽供辅助蒸汽电动闸阀关闭，联锁低温再热蒸汽至辅助蒸汽母管电动隔离阀及调节阀开启。

当机组负荷低于 20%时，除氧器加热蒸汽汽源由四级抽汽切换至辅助蒸汽供给，辅助蒸汽供除氧器电动闸阀及启动调节阀开启。

机组启动初期疏水扩容器凝结水水质不合格时，去锅炉低位放水母管的电动闸阀开启，去凝汽器的气动调节阀关闭；水质合格后，去锅炉低位放水母管的电动闸阀关闭，去凝汽器的气动调节阀开启。

第四节　设　计　计　算

一、设计参数

辅助蒸汽系统设计压力应取管道中辅助蒸汽最大工作压力。当汽轮机抽汽直接为辅助蒸汽系统供汽时，可按该级抽汽的设计压力取值。

辅助蒸汽系统设计温度应取管道中辅助蒸汽最高工作温度。当汽轮机抽汽直接为辅助蒸汽系统供汽时，可按该级抽汽的设计温度取值。

二、管道及管系计算

管道流速及阻力、管径及管道壁厚等应按照 DL/T 5054—2016《火力发电厂汽水管道设计规范》进行计算。

管系应力分析应按照 DL/T 5366《火力发电厂汽水管道应力计算技术规程》进行计算。

三、辅助蒸汽用户

辅助蒸汽典型用汽点用汽量及汽源见表 15-1。

表 15-1　辅助蒸汽典型用汽点用汽量及汽源

序号	项目名称	压力（MPa）	温度（℃）	流量（t/h）				
				锅炉冷态清洗（非采暖季）	锅炉冷态清洗（采暖季）	锅炉热态清洗	机组启动（<30%THA）	机组运行
一	联箱蒸汽参数							
二	用汽点							
1	除氧器启动及停机养护用汽							
2	锅炉暖风器用汽							
3	燃油加热、吹扫、雾化及污油处理用汽					*	*	
4	汽轮机及给水泵汽轮机轴封用汽						*	
5	给水泵汽轮机调试、启动、备用用汽					*	*	
6	电厂采暖、空调、浴室、辅助附属设施用汽					*	*	
7	生水加热器用汽					*	*	
8	化学车间、制氢站用汽					*		
9	电除尘器灰斗加热及空气预热器冲洗水箱加热用汽					*		
10	冷炉加热备用汽源					*		
11	磨煤机、煤粉仓消防用汽					*		

续表

序号	项　目　名　称	压力（MPa）	温度（℃）	流量（t/h）				
				锅炉冷态清洗（非采暖季）	锅炉冷态清洗（采暖季）	锅炉热态清洗	机组启动（＜30%THA）	机组运行
12	空气预热器启动吹扫用汽					*		
13	节油点火装置用汽					*		
14	脱硫脱硝用汽					*		
15	其他用汽							
	合计							
三	汽源							
1	启动锅炉来汽							
2	相邻运行机组来汽							
3	运行机组辅助蒸汽联箱来汽							
	合计							

注　1. 带*的用户为短时用汽或可以错开时间，其用汽量不计入合计。

2. 当本机组抽汽压力达到0.147MPa（g）之前，除氧器加热用汽由辅助蒸汽系统供汽，除氧器定压运行。其他工况由抽汽直接供给，除氧器滑压运行。

3. 汽封用汽当机组启动和低负荷时取自辅助蒸汽。

4. 当机组负荷低于30%THA时，给水泵汽轮机工作汽源取自辅助蒸汽系统，其他工况由抽汽直接供给。

5. 当机组考虑FCB功能时，辅助蒸汽的容量需满足给水泵汽轮机和除氧器用汽的要求。

第五节　设　备　选　型

辅助蒸汽系统的选型主要涉及辅助蒸汽系统相关阀门的选型。辅助蒸汽系统阀门的选型应满足蒸汽管道内介质温度、压力、流量、流向及严密性要求，并满足系统开/关时间的要求。

当管径较大或操作点离集中控制室较远而不便操作时，宜考虑采用电动阀门。

辅助蒸汽系统保持热备用的管道比较多，宜合理设计管道疏水。经常性疏水宜采用质量可靠的机械式疏水器。

辅助蒸汽联箱应设有安全阀，以防辅助蒸汽联箱及管道超压。当采用高、低压两级辅助蒸汽系统时，应在高压辅助蒸汽母管上设置安全阀。安全阀宜采用全启式弹簧安全阀。安全阀的最大释放量不小于供给辅助蒸汽系统的最大供汽量。

当要求机组实现FCB功能时，辅助蒸汽系统的阀门设置应做特殊考虑并经过充分的专题研究。给水泵汽轮机的备用汽源通常为低温再热蒸汽或辅助蒸汽。当采用辅助蒸汽作为备用汽源时，管道及阀门的口径应足够大，满足给水泵维持不停炉带厂用电的必需出力。当采用外切换的进汽方式时，控制切换汽源的电动闸阀和电动调节阀动作时间应足够快，全行程开启时间一般不应超过30s。

第六节　布　置　设　计

一、管道

辅助蒸汽管道水平安装时，当工作温度大于或等于430℃时，疏水坡度不小于0.004；当工作温度小于430℃时，疏水坡度不小于0.002。计算坡度时应考虑冷、热位移对坡度的影响，此时，管道位移可按设计压力下的饱和温度计算。

辅助蒸汽联箱至蒸汽用户管道上隔离阀宜靠近联箱布置，一方面减少处于热备用状态的管道长度，从而减少疏水量和热量浪费。另一方面，阀门集中布置便于管理维护。由于管道较长，热膨胀较大，宜合理考虑管道自身的自然补偿，合理设置固定支架和导向支架。

辅助蒸汽母管通常布置在主厂房C列附近，连接分别位于锅炉中心线附近的辅助蒸汽联箱。各蒸汽用户分别从辅助蒸汽联箱或母管接出，各路蒸汽的隔离阀集中靠联箱布置。

二、管道支吊架

应根据管道系统的总体布置综合分析确定。支吊系统应合理承受管道的各种荷载；合理约束管道位移；保证在各种工况下，管道应力均在允许范围内；满足管道所连设备对接口推力（力矩）的限制要求；增加管道系统的稳定性，防止管道振动。

支吊架材料应遵循 GB 17116《管道支吊架》的要求。由于我国大多数地区冬季环境温度可能低于 0℃，保温层以外的支吊架材料不推荐使用 Q235-A，如需使用应要求供货商补充做冲击功试验，确保支吊架在相应设计条件下能承受冲击荷载。

第十六章

凝汽器抽真空及凝汽器相关管道系统设计

第一节　系　统　说　明

一、设计范围及内容

（一）设计范围

1. 凝汽器抽真空系统

凝汽器抽真空系统可分为凝汽器汽侧抽真空系统和凝汽器水室抽真空系统。

凝汽器汽侧抽真空系统的设计范围为从凝汽器抽真空接口至抽真空设备的排大气管道排出口，包括抽真空设备及其之间的连接管道、阀门及附件。

凝汽器水室抽真空系统的设计范围为从凝汽器水室抽空气接口至抽真空设备的排大气管道排出口，包括抽真空设备及其之间的连接管道、阀门及附件。

2. 凝汽器真空破坏系统

该系统的设计范围包括凝汽器真空破坏阀、从凝汽器真空破坏接口起的真空破坏管道、水封水管道及其附件。

3. 凝汽器相关管道系统

该系统的设计范围包括收集主蒸汽系统、再热蒸汽系统、抽汽系统、汽轮机本体系统和汽轮机轴封蒸汽系统疏水及排汽到凝汽器或汽轮机本体疏水扩容器的系统；高、低压加热器的正常疏水和危急疏水接至汽轮机本体疏水扩容器或高压加热器危急疏水扩容器的系统、锅炉启动疏水系统、给水泵密封水系统、给水泵汽轮机轴封蒸汽系统、给水泵汽轮机排汽管道系统等。

凝汽器相关管道系统中的疏水系统和上述有关系统的设计分界通常在该系统至凝汽器或扩容器的疏水阀或最后一道关断阀（通常为真空隔离阀）出口处。该分界线靠凝汽器一侧为凝汽器相关管道系统的设计范围及内容。高压缸排汽通风系统（东方日立机组）、给水泵驱动汽轮机排汽进主凝汽器管道系统设计分界在凝汽器管嘴接口处（当给水泵驱动汽轮机排汽进单独的给水泵汽轮机凝汽器时除外）。

（二）设计内容

系统设计内容包括系统拟定、设备选型、管道设计参数的确定、管道及附件的选择等。

二、系统功能

（一）凝汽器抽真空系统

（1）凝汽器抽真空系统应能够在机组启动及各种运行工况下将凝汽器内的不凝结气体抽出并维持凝汽器的真空度。

（2）凝汽器水室抽真空系统适用于一次直流循环冷却水系统，该系统能够在凝汽器循环水投运时，抽吸凝汽器水室的空气，以加快循环水系统的启动过程。机组正常运行时，抽吸凝汽器水侧上部积聚的空气，使凝汽器水侧充满水，以便凝汽器上部管束发挥换热作用并维持循环水排水管的虹吸作用。

（二）凝汽器真空破坏系统

汽轮机紧急跳闸时破坏凝汽器真空，以缩短汽轮机转子的惰走时间。

（三）凝汽器相关管道系统

（1）接纳给水泵汽轮机（给水泵为汽动给水泵且排向主凝汽器时）排汽。

（2）超临界参数机组锅炉启动疏水到本体疏水扩容器。

（3）高压加热器事故疏水收集到高压加热器危急疏水扩容器或本体疏水扩容器。

（4）低压加热器危急疏水扩容器或汽轮机本体疏水扩容器的排汽及排水至凝汽器。

（5）收集主蒸汽系统、再热蒸汽系统、抽汽系统的疏水和汽轮机轴封蒸汽系统疏水及排汽到凝汽器或汽轮机本体疏水扩容器。

（6）设置高压缸排汽通风系统（若有），防止以中压缸启动方式启动时高压缸过热。

三、主要性能指标

（一）凝汽器抽真空系统

（1）抽干空气量。在规定的冷却水温度和规定的

运行泵数量条件下，凝汽器抽真空系统应能满足所需要的抽干空气能力。

（2）真空建立时间。机组启动期间，在规定的运行抽真空设备数量条件下，凝汽器抽真空系统应能在30min内将凝汽器压力从大气压抽至34kPa(a)。

（3）对于采用虹吸作用的直流循环冷却水系统，凝汽器水室抽真空系统应能满足凝汽器水室顶部所需的真空要求。

（二）凝汽器真空破坏系统

凝汽器真空破坏系统的性能指标通常用汽轮机跳闸后真空破坏阀开启情况下转子惰走时间来衡量，一般要求在30min以内。

（三）凝汽器相关管道系统

（1）凝汽器相关管道系统设计的性能指标主要有流速、阻力等。

（2）给水泵驱动汽轮机排汽管道阻力宜尽量小，使给水泵驱动汽轮机的排汽背压尽可能地接近主机背压以获得更大的焓降。压降取值应和主机热平衡计算保持一致，通常控制在1.7～2kPa。

四、设计原则

（一）凝汽器汽侧抽真空系统

（1）抽真空系统应采用单元制，即每台机组有1套抽真空系统。

（2）抽真空设备宜选用水环式机械真空泵。根据工程具体情况，也可考虑采用射水抽气器和射汽抽气器等抽真空设备。

（3）凝汽器抽真空泵容量的选择宜见本章第五节。

（二）凝汽器水室抽真空设备系统

（1）以循环冷却水中析出的不凝结气体量为基础，确定水室真空泵容量。

（2）水室抽真空管道应在每个抽气点上装设阻水排气阀，否则，真空管道宜采用倒U形布置，倒U形管顶部距凝汽器水室抽气点以上大约12m高，以防止真空泵进水。

（3）水室真空泵的数量宜每台机组配置1台，真空泵应能满足安全连续运行的要求。

（三）凝汽器真空破坏系统

在凝汽器壳体上接有真空破坏系统，每个壳体需至少安装一个电动真空破坏阀，当汽轮机紧急跳闸时，真空破坏阀开启，使凝汽器与大气连通，缩短汽轮机的惰走时间。

（四）凝汽器相关管道系统

（1）疏水系统。主蒸汽系统、再热蒸汽系统、汽轮机轴封蒸汽系统和汽轮机本体的疏水直接排至凝汽器回收或排至汽轮机本体疏水扩容器回收，疏水量按汽轮机VWO工况（加5%超压工况，如果允许）下各系统的蒸汽流量的2%考虑。

（2）超临界机组锅炉冷态启动初期，必须经过冷态清洗和热态清洗过程。当水质合格时，启动初期的疏水经扩容后应接至本体疏水扩容器加以回收。

（3）采用中压缸冲转，或汽轮机制造厂有特别要求时，高压缸排汽经通风阀减温减压后排至凝汽器或本体疏水扩容器。

（4）高压加热器异常工况时，收集其事故疏水到高压加热器危急疏水扩容器或本体疏水扩容器。

五、设计输入数据

（一）凝汽器抽真空系统

（1）汽轮机制造厂家提供的热平衡图。

（2）主汽轮机型式。

（3）给水泵汽轮机配置方案。

（4）凝汽器资料。

（5）循环冷却水水温、水质资料。

（6）与机组运行背压相对应的真空泵冷却水温度及冷却水质资料。

（二）凝汽器真空破坏系统

主要是凝汽器真空破坏阀资料和汽轮机厂/凝汽器真空破坏管道管径要求。

（三）凝汽器相关管道

（1）凝汽器、疏水扩容器设备参数、外形尺寸资料。

（2）设备上各集管的参数和定位。

（3）各疏水系统疏水阀后介质的参数、流量、运行工况。

第二节　常见系统设计方案

一、凝汽器抽真空系统常见设计方案

（一）凝汽器汽侧抽真空系统

1. 抽真空设备常见配置方案

（1）单壳体单背压凝汽器抽真空系统配置2×100%容量的水环式机械真空泵，正常运行时一运一备；启动时，为加快建立真空，两台真空泵同时运行。凝汽器两侧抽真空管道经真空阀或水封阀后合为一路，在每台真空泵前又分为支管，经真空阀或水封阀后接至各真空泵。

（2）双壳体单背压凝汽器抽真空系统设计方案有如下两种：

1）配置2×100%容量的水环式机械真空泵，正常运行时一运一备，启动时两台真空泵同时运行。凝汽器每个壳体两侧的抽真空管道经真空阀或水封阀合为

一路，在真空泵处又分成两路，分别经真空阀或水封阀接至两台真空泵组。此方案的特点是占地小，投资省。

2）配置 3×50%容量的水环式机械真空泵，正常运行时二运一备，其中任意两台作为正常运行真空泵，另一台作为备用泵。启动时，为加快建立真空，三台真空泵同时运行。系统连接与 2×100%容量方案类似。

（3）双壳体双背压凝汽器抽真空系统设计方案有如下三种：

1）配置 4×50%容量的水环式机械真空泵，此四台真空泵分为两组，每组（两台）对应一个凝汽器壳体运行。机组正常运行时，二运二备。机组启动时，四台真空泵同时投运。两组抽真空管道之间不连接。

2）配置 3×50%容量的水环式机械真空泵，系统采用扩大单元制运行方式。机组正常运行时，真空泵二运一备，其中指定的两台真空泵分别对应高/低背压凝汽器运行，另一台真空泵作为任意一台运行真空泵的备用。去备用真空泵的抽真空管道从扩大单元制的母管上引接。在两台运行真空泵和备用真空泵之间的母管上设有两只切换阀，以便正常运行时高/低背压抽真空系统之间的隔离，以及实现备用泵切换的功能。

3）配置 3×50%容量的水环式机械真空泵，高背压侧不能冷凝的气体从高压壳体流入低压壳体，从低背压侧的凝汽器壳体上引出抽真空管道接至真空泵。机组正常运行时，真空泵二运一备。此系统对低背压凝汽器的换热会产生不利影响，不推荐采用。

从减少系统备用裕量，节省投资的角度出发，600MW 及以上双背压机组宜选用方案 2）。同时，低、高背压凝汽器应分隔，对应独立真空泵组运行。

（4）射水抽气器和射汽抽气器抽真空系统。

1）射水抽气器抽真空系统。每台机组配置 2×100%容量的射水抽气器，机组启动时 2 套射水抽气器同时工作，用于减少机组启动抽真空时间，机组正常运行时 2 套射水抽气器一运一备。轴封冷却器的抽真空管接至射水抽气器的扩散管上，利用水流高速从喷嘴射出时产生的负压抽吸轴封冷却器内的不凝结气体。

系统设备包括射水泵 2 台、射水抽气器 2 台、辅助射水抽气器 2 台、射水箱 1 个及相关的管道和阀门。

射水抽气器布置于汽机房内，射水箱布置于汽机房外，占地较大，启动抽真空时间较长，运行时噪声较大，有一定的工业水损失，系统较为复杂，运行的经济性比真空泵系统差。

2）射汽抽气器抽真空系统。每台机组配置 2×100%容量的运行射汽抽气器和 1 套启动射汽抽气器。机组启动时启动射汽抽气器投运，机组正常运行时运行射汽抽气器一运一备。启动射汽抽气器的汽源通常由主蒸汽或辅助蒸汽提供，运行射汽抽气器汽源通常由低压抽汽提供。射汽抽气器系统主要用于建立凝汽器真空。根据汽轮机运行背压的要求，每套射汽抽气器通常配置为 2 级或 3 级射汽抽气器，串联连接，蒸汽通过每级射汽抽气器后需采用凝结水进行冷却，用来分离不凝结气体，冷凝水引致凝汽器回收工质，各级冷凝水管道宜单独引致凝汽器，并分别设置疏水阀。蒸汽进入射汽抽气器前配置调节阀，用于调整抽汽量。

系统设备包括启动射汽抽气器 1 台、运行射汽抽气器 2 台、冷却器 2 台及相关的管道和阀门。

射汽抽气器抽真空系统布置于汽机房内，启动射汽抽气器抽真空时间较短，噪声很大，工质损失较大。运行射汽抽气器运行时噪声较大。射汽抽气器工作需消耗蒸汽，随着机组容量的增大，其运行经济性比真空泵系统差。射汽抽气器系统比射水抽气器系统简单，无转动机械，运行的维护工作量较小。

射水抽气器和射汽抽气器抽真空系统主要用于小容量机组，目前已很少有机组采纳。

2. 抽真空系统常见设计方案

（1）双壳体单背压凝汽器抽真空系统常见设计方案。该方案流程说明见上文“双壳体单背压凝汽器抽真空系统设计方案”中的方案 2），对于单壳体凝汽器抽真空系统可参照此方案设计，相关典型系统图如图 16-1 所示。

（2）双壳体双背压凝汽器抽真空系统设计常见系统方案。该方案流程说明见上文“双壳体双背压凝汽器抽真空系统设计方案”中的方案 1），相关典型系统图如图 16-2 所示。

（二）凝汽器水室抽真空系统

按照有无阻水排气阀，该系统可分为以下两种：

（1）带阻水排气阀。凝汽器水室高位点设有抽真空接口，分别通过阻水排气阀后合并成一根母管接往真空泵入口。真空泵上宜设置汽水分离装置，分离器的液位由自动排水器来调节，以防止水滴破坏真空泵。

（2）不带阻水排气阀。为防止抽真空过程中大量的循环水进入真空泵，当没有阻水排气阀时，真空管道宜采用倒 U 形布置，倒 U 形管顶部距凝汽器水室抽气点以上大约 12m 高，以防止真空泵进水。常见系统方案如图 16-3 所示。

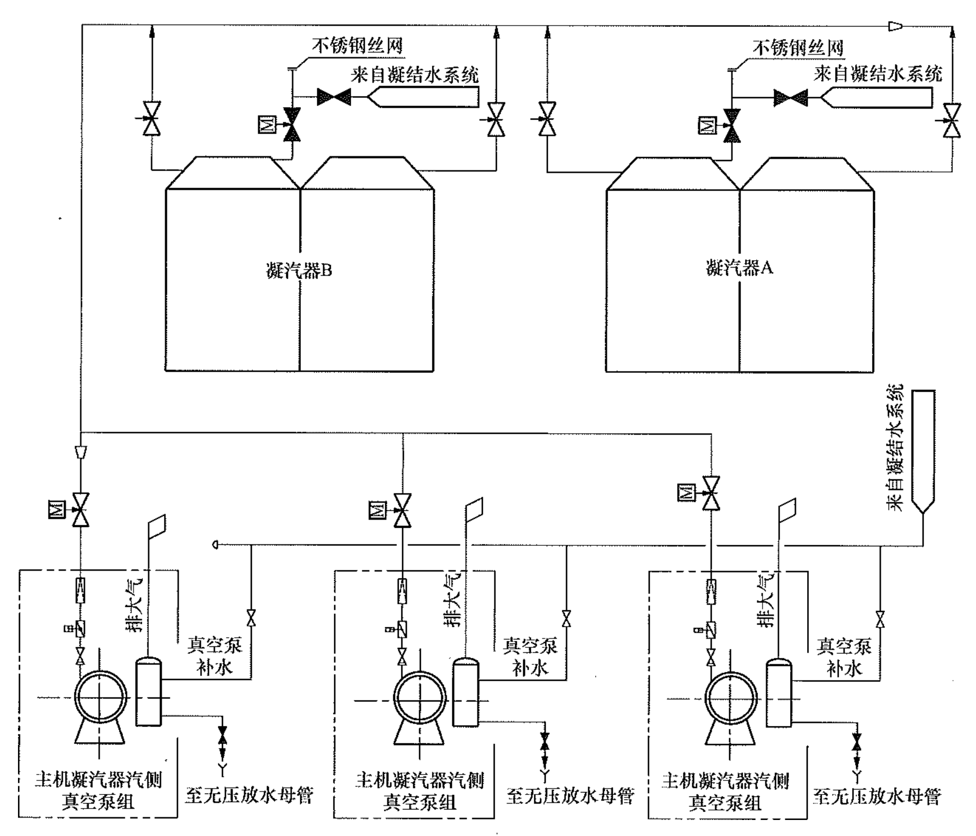


图 16-1　双壳体单背压凝汽器抽真空典型系统图

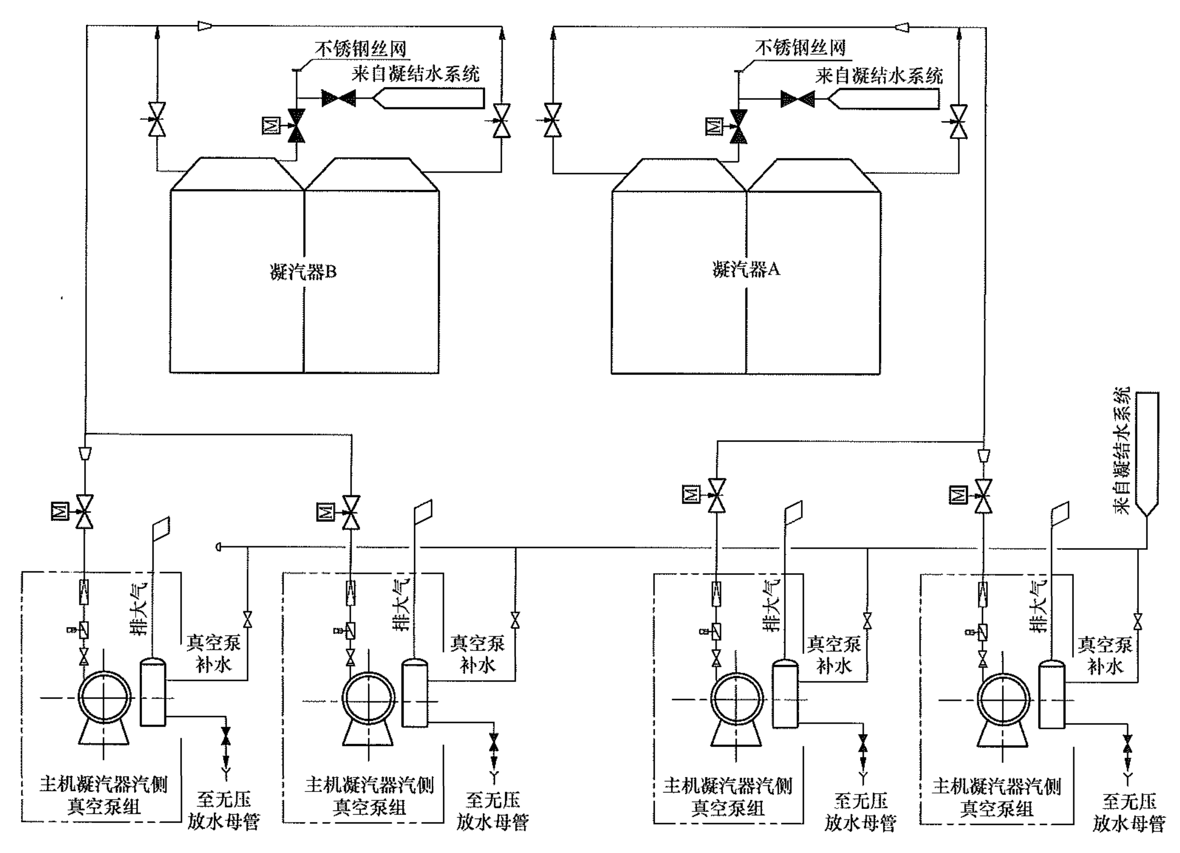


图 16-2　双壳体双背压凝汽器抽真空典型系统图

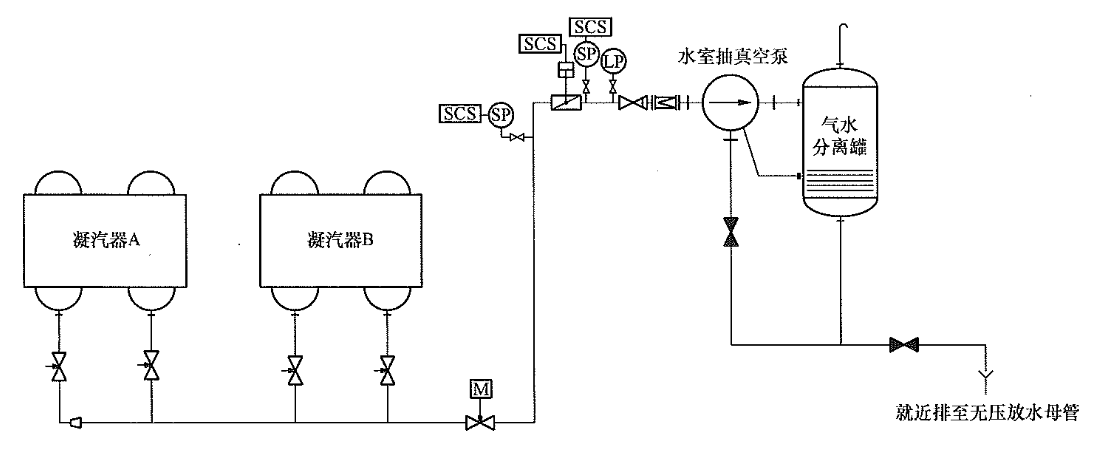


图 16-3　水室抽真空典型系统图

二、凝汽器真空破坏系统

凝汽器真空破坏阀及相连的管道系统组成凝汽器真空破坏系统，用于在汽轮机紧急跳闸时破坏凝汽器真空，以缩短汽轮机转子的惰走时间。真空破坏阀是一种电动真空隔离阀门，由运行人员在集中控制室操作。真空破坏阀入口装有水封系统和滤网，水封系统由水封管、补充水管、溢流管和玻璃管水位计所组成。密封水来自凝结水系统。水封管用来防止真空破坏阀泄漏时，影响凝汽器真空，并可用来监视真空破坏阀是否严密。玻璃管水位计用来显示水封管的水位，若水位不断下降，表示真空破坏阀已泄漏；必须向水封管不断补水，以防止空气漏入凝汽器。另外，还可以采取另一种运行方式，即将凝结水补水阀调节到某一开度，向水封管不断补水，使溢流管有少量水流出，可确保空气不漏入凝汽器。常见系统方案如图 16-4 所示。

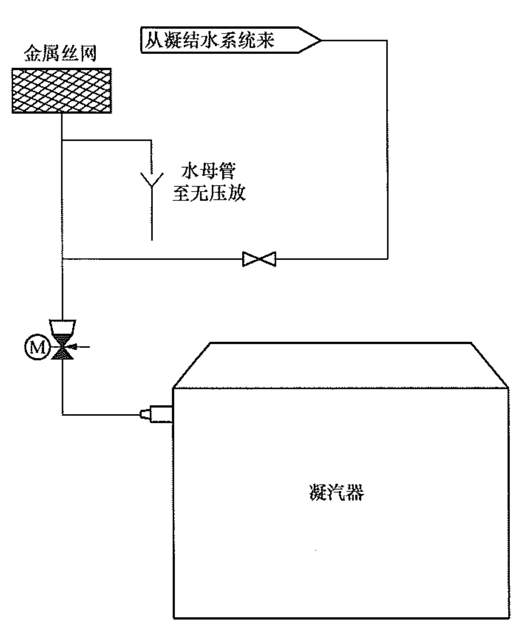


图 16-4　凝汽器真空破坏典型系统图

三、凝汽器相关管道系统

常见的凝汽器相关管道系统主要是与扩容器相关的系统。

（1）仅在凝汽器附近设置汽轮机本体疏水扩容器或在凝汽器两侧各设置一个背包式本体疏水扩容器，不设高压加热器危急疏水扩容器（或高压扩容器）。汽轮机本体疏水扩容器的疏水集管按高压、中压、低压不同压力等级分组接管，扩容器集管上接管座应按照压力顺序排列（压力低的靠近扩容器），并应与集管轴线成 45° 角，且出口朝向扩容器。

（2）除上述本体扩容器外，另设置一个高压加热器危急疏水扩容器（或叫高压扩容器），扩容器的排汽和疏水分别排入凝汽器。

常见的集管分组（举例）如下：

1）高压集管接收下列疏水：

a. 高压缸第一级疏水、左右主蒸汽导管疏水。

b. 接收主蒸汽系统疏水。

2）中压集管接收下列疏水：

a. 中压缸排汽区疏水、汽平衡管疏水、中压外缸疏水、左右再热蒸汽汽阀控制阀漏汽、左右再热蒸汽汽阀导管疏水、高压外缸疏水。

b. 热再热蒸汽管道疏水及一级抽汽管道疏水。

c. 冷再热蒸汽管道疏水及二级抽汽管道疏水。

3）低压集管接收下列疏水：

a. 六级抽汽管道疏水、五级抽汽至辅助蒸汽管道疏水、五级抽汽管道疏水。

b. 低压缸轴封蒸汽供汽管道疏水、轴封蒸汽供汽管道减温器的疏水、轴封辅助汽阀门站旁路疏水、轴封辅助汽阀门站出口疏水、再热冷段阀门站出口疏水、轴封蒸汽系统溢流站前疏水、轴封蒸汽系统溢流站旁路疏水、轴封高压阀门站旁路疏水、轴封高压阀门站疏水及轴封蒸汽系统溢流蒸汽。

c. 四级抽汽至给水泵驱动汽轮机管道疏水、四级抽汽至除氧器管道疏水、四级抽汽管道疏水、四级抽

汽至辅助蒸汽管道疏水。

d. 三级抽汽管道疏水。

四、系统设计应注意的问题

（1）与凝汽器抽气口连接的真空管道口径不应小于接口口径。

（2）空冷凝汽器抽真空支管一般不宜设置阀门，空冷凝汽器与防冻蝶阀相对应的抽真空支管上宜设置阀门。

（3）真空泵冷却水应选用温度较低的开式循环冷却水。

（4）真空泵补水应采用除盐水补水，可设置凝结水补水作为备用水源。

（5）真空管道安装完毕后应进行水压试验。水压试验压力（表压）为设计压力的 1.5 倍，且不小于 0.2MPa。水压试验合格后，还应进行严密性试验。严密性试验采用空气作介质，试验压力为设计压力的 1.02 倍，试验稳压时间不小于 24h。

第三节 联 锁 条 件

一、凝汽器汽侧真空泵组控制

以配置 3×50%容量的水环式机械真空泵机组为例，每台真空泵可以手动或自动方式单独运行。启动时，三台泵可同时运行；正常运行时，三台泵二用一备。当运行泵故障或凝汽器真空低于规定值时，联锁启动备用泵。

二、凝汽器水室真空泵组控制

凝汽器水室抽真空系统中设有一台水室真空泵和水侧真空泵入口气动阀。水室真空泵入口真空低，水室真空泵启动，联锁打开水侧真空泵入口气动阀；水室真空泵入口真空高，水室真空泵停止，联锁关闭水侧真空泵入口气动阀。

三、凝汽器真空破坏阀控制

凝汽器真空破坏系统设有凝汽器真空破坏阀。真空破坏阀在集中控制室的控制台上设有后备硬手操按钮，此按钮独立于控制系统，利用硬接线直接接至真空破坏阀终端驱动回路，汽轮机跳闸时，真空破坏阀自动打开、报警。

第四节 设 计 计 算

一、凝汽器抽干空气量

（一）湿冷机组

湿冷机组凝汽器抽干空气量的计算步骤如下：

（1）计算凝汽器的总凝汽量。其值为主汽轮机与给水泵汽轮机至凝汽器排汽的总和。

（2）确定主汽轮机排汽至凝汽器壳体的开口数（简称凝汽器主排汽口数）。此开口数是与凝汽器壳体连接的主汽轮机低压缸排汽接口总数，不包括给水泵汽轮机排汽至凝汽器的开口数。注意 300MW 及以上容量的汽轮机每个低压缸均为双排汽，双排汽合并后再与凝汽器对接，这样一个低压缸对应的凝汽器主排汽口数应为 1。

（3）计算每台凝汽器主排汽口的有效蒸汽流量。其值等于凝汽器的总凝汽量除以凝汽器主排汽口数。

（4）确定凝汽器壳体的总排汽口数。凝汽器壳体的总排汽口数等于与凝汽器壳体连接的主汽轮机低压缸排汽接口总数及给水泵汽轮机排汽接口数之和。

（5）根据凝汽器的壳体数（即每台机组所用凝汽器的台数）、每台凝汽器主排汽口的有效蒸汽流量和凝汽器壳体的总排汽口数，查凝汽器抽气设备容量表 16-1、表 16-2 可求得凝汽器的抽干空气量。

表 16-1　　单壳体凝汽器抽气设备容量

每个主排汽口有效的蒸汽流量（kg/h）		总排汽口数								
		1	2	3	4	5	6	7	8	9
约 11340	抽吸干空气量①（m^3/min）	0.085	0.113	0.142	0.142	0.212	0.212	0.212	0.283	0.283
	干空气量（kg/h）	6.12	8.16	10.21	10.21	15.33	15.33	15.33	20.41	20.41
	水蒸气量（kg/h）	13.47	17.96	22.45	22.45	33.75	33.75	33.75	44.91	44.91
	汽、气混合物量（kg/h）	19.60	26.13	32.66	32.66	49.08	49.08	49.08	65.32	65.32
11340～22680	抽吸干空气量①（m^3/min）	0.113	0.142	0.212	0.212	0.283	0.283	0.283	0.354	0.354
	干空气量（kg/h）	8.16	10.21	15.33	15.33	20.41	20.41	20.41	25.49	25.49
	水蒸气量（kg/h）	17.96	22.45	33.75	33.75	44.91	44.91	44.91	56.06	56.06
	汽、气混合物量（kg/h）	26.13	32.66	49.08	49.08	65.32	65.32	65.32	81.56	81.56

续表

每个主排汽口有效的蒸汽流量（kg/h）		总排汽口数								
		1	2	3	4	5	6	7	8	9
22680～45360	抽吸干空气量①（m^3/min）	0.142	0.212	0.283	0.283	0.354	0.354	0.425	0.425	0.425
	干空气量（kg/h）	10.21	15.33	20.41	20.41	25.49	25.49	30.62	30.62	30.62
	水蒸气量（kg/h）	22.45	33.75	44.91	44.91	56.06	56.06	67.36	67.36	67.36
	汽、气混合物量（kg/h）	32.66	49.08	65.32	65.32	81.56	81.56	97.98	97.98	97.98
45360～113400	抽吸干空气量①（m^3/min）	0.212	0.354	0.354	0.425	0.496	0.566	0.566	0.708	0.708
	干空气量（kg/h）	15.33	25.49	25.49	30.62	35.7	40.82	40.82	51.03	51.03
	水蒸气量（kg/h）	33.75	56.06	56.06	67.36	78.52	89.81	89.81	112.26	112.26
	汽、气混合物量（kg/h）	49.08	81.56	81.56	97.98	114.21	130.63	130.63	163.29	163.29
113400～226800	抽吸干空气量①（m^3/min）	0.283	0.425	0.496	0.566	0.708	0.708	0.85	0.85	0.991
	干空气量（kg/h）	20.41	30.62	35.7	40.82	51.03	51.03	61.23	61.23	71.44
	水蒸气量（kg/h）	44.91	67.36	78.52	89.81	112.26	112.26	134.72	134.72	157.17
	汽、气混合物量（kg/h）	65.32	97.98	114.21	130.63	163.29	163.29	195.95	195.95	228.61
226800～453600	抽吸干空气量①（m^3/min）	0.354	0.566	0.566	0.708	0.85	0.85	0.991	1.133	1.133
	干空气量（kg/h）	25.49	40.82	40.82	51.03	61.23	61.23	71.44	81.65	81.65
	水蒸气量（kg/h）	56.06	89.81	89.81	112.26	134.72	134.72	157.17	179.62	179.62
	汽、气混合物量（kg/h）	81.56	130.63	130.63	163.29	195.95	195.95	228.61	261.27	261.27
453600～907200	抽吸干空气量①（m^3/min）	0.425	0.708	0.708	0.85	0.991	1.133	1.133	1.274	1.416
	干空气量（kg/h）	30.62	51.03	51.03	61.23	71.44	81.65	81.65	91.85	102.06
	水蒸气量（kg/h）	67.36	112.26	112.26	134.72	157.17	179.62	179.62	202.08	224.53
	汽、气混合物量（kg/h）	97.98	163.29	163.29	195.95	228.61	261.27	261.27	293.93	326.59
907200～1360800	抽吸干空气量①（m^3/min）	0.496	0.708	0.85	0.991	1.133	1.274	1.416	1.557	1.699
	干空气量（kg/h）	35.7	51.03	61.23	71.44	81.65	91.85	102.06	112.26	122.47
	水蒸气量（kg/h）	78.52	112.26	134.72	157.17	179.62	202.08	224.53	246.98	269.43
	汽、气混合物量（kg/h）	114.21	163.29	195.95	228.61	261.27	293.93	326.59	359.25	391.90
1360800～1814400	抽吸干空气量①（m^3/min）	0.566	0.85	0.991	1.133	1.274	1.416	1.557	1.699	1.841
	干空气量（kg/h）	40.82	61.23	71.44	81.65	91.85	102.06	112.26	122.47	132.68
	水蒸气量（kg/h）	89.81	134.72	157.17	179.62	202.08	224.53	246.98	269.43	291.89
	汽、气混合物量（kg/h）	130.63	195.95	228.61	261.27	293.93	326.59	359.25	391.90	424.56

注　表中数据只考虑空气泄漏，汽、气混合物量是在吸入压力为3.386kPa（a），温度为22℃条件下确定的。

①　表中抽吸干空气量是指在压力为0.1013MPa（a），温度为21℃情况下的干空气量。

表 16-2　　双壳体凝汽器抽气设备容量

每个主排汽口有效的蒸汽流量（kg/h）		总排汽口数												
		2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
45360～113400	抽吸干空气量①（m^3/min）	0.425	0.566	0.566	0.566	0.708	0.708	0.85	0.85	0.991	0.991	1.133	1.133	1.133
	干空气量（kg/h）	30.62	40.82	40.82	40.82	51.03	51.03	61.23	61.23	71.44	71.44	81.65	81.65	81.65
	水蒸气量（kg/h）	67.36	89.81	89.81	89.81	112.26	112.26	134.72	134.72	157.17	157.17	179.62	179.62	179.62

续表

每个主排汽口有效的蒸汽流量（kg/h）		总排汽口数												
		2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
45360～113400	汽、气混合物量（kg/h）	97.98	130.63	130.63	130.63	163.29	163.29	195.95	195.95	228.61	228.61	261.27	261.27	261.27
113400～226800	抽吸干空气量①（m^3/min）	0.566	0.566	0.708	0.85	0.85	0.991	1.133	1.133	1.416	1.416	1.416	1.699	1.699
	干空气量（kg/h）	40.82	40.82	51.03	61.23	61.23	71.44	81.65	81.65	102.06	102.06	102.06	122.47	122.47
	水蒸气量（kg/h）	89.81	89.81	112.26	134.72	134.72	157.17	179.62	179.62	224.53	224.53	224.53	269.43	269.43
	汽、气混合物量（kg/h）	130.63	130.63	163.29	195.95	195.95	228.61	261.27	261.27	326.59	326.59	326.59	391.90	391.90
226800～453600	抽吸干空气量①（m^3/min）	0.708	0.708	0.85	0.991	1.133	1.416	1.416	1.416	1.699	1.699	1.982	1.982	1.982
	干空气量（kg/h）	51.03	51.03	61.23	71.44	81.65	102.06	102.06	102.06	122.47	122.47	142.88	142.88	142.88
	水蒸气量（kg/h）	112.26	112.26	134.72	157.17	179.62	224.53	224.53	224.53	269.43	269.43	314.34	314.34	314.34
	汽、气混合物量（kg/h）	163.29	163.29	195.95	228.61	261.27	326.59	326.59	326.59	391.90	391.90	457.22	457.22	457.22
453600～907200	抽吸干空气量①（m^3/min）	0.85	0.991	1.133	1.133	1.416	1.416	1.699	1.699	1.982	1.982	2.265	2.265	2.549
	干空气量（kg/h）	61.23	71.44	81.65	81.65	102.06	102.06	122.47	122.47	142.88	142.88	163.29	163.29	183.70
	水蒸气量（kg/h）	134.72	157.17	179.62	179.62	224.53	224.53	269.43	269.43	314.34	314.34	359.25	359.25	404.15
	汽、气混合物量（kg/h）	195.95	228.61	261.27	261.27	326.59	326.59	391.90	391.90	457.22	457.22	522.54	522.54	587.86
907200～1360800	抽吸干空气量①（m^3/min）	0.991	1.133	1.133	1.416	1.699	1.699	1.982	1.982	2.265	2.265	2.549	2.832	2.832
	干空气量（kg/h）	71.44	81.65	81.65	102.06	122.47	122.47	142.88	142.88	163.29	163.29	183.70	204.12	204.12
	水蒸气量（kg/h）	157.17	179.62	179.62	224.53	269.43	269.43	314.34	314.34	359.25	359.25	404.15	449.06	449.06
	汽、气混合物量（kg/h）	228.61	261.27	261.27	326.59	391.90	391.90	457.22	457.22	522.54	522.54	587.86	653.17	653.17
1360800～1814400	抽吸干空气量①（m^3/min）	1.133	1.416	1.416	1.699	1.982	1.982	2.265	2.265	2.549	2.832	2.832	3.115	3.398
	干空气量（kg/h）	81.65	102.06	102.06	122.47	142.88	142.88	163.29	163.29	183.70	204.12	204.12	224.53	244.94
	水蒸气量（kg/h）	179.62	224.53	224.53	269.43	314.34	314.34	359.25	359.25	404.15	449.06	449.06	493.96	538.87
	汽、气混合物量（kg/h）	261.27	326.59	326.59	391.90	457.22	457.22	522.54	522.54	587.86	653.17	653.17	718.49	783.81

注 表中数据只考虑空气泄漏，汽、气混合物量是在吸入压力为3.386kPa（a），温度为22℃条件下确定的。

① 表中抽吸干空气量是指在压力为0.1013MPa（a），温度为21℃情况下的干空气量。

（6）对于双背压机组，按均分原则计算低背压凝汽器与高背压凝汽器的抽干空气量，其值等于查表求得的凝汽器抽干空气量的一半。

（二）直接空冷机组

直接空冷凝汽器的抽干空气量还没有公认的计算方法，通常由空冷凝汽器制造厂提供数据。若无制造厂提供的数据，可按湿冷机组凝汽器的计算抽干空气量的1.5～2倍估取。

二、启动抽真空时间

（一）湿冷机组

机组启动抽真空时，真空泵全部投入运行，机组的真空系统由大气压降至34kPa（a）的时间为30min。

鉴于真空泵抽干空气的容积流量与真空泵的转

速、抽气压力有关，且真空泵的转速一定时容积流量是一条与抽气压力相关的上凸曲线，计算启动抽真空时间时需要压力分段，各压力段的真空泵抽干空气容积流量宜按常量（如取平均值）考虑。

（二）直接空冷机组

直接空冷机组的真空系统容积远大于湿冷机组，启动抽真空时真空泵全部投入运行，由大气压降至34kPa（a）的时间约为45min。

三、真空泵抽吸能力验算

真空泵制造厂所选真空泵的设计参数通常与凝汽器的设计抽干空气量及设计抽气压力不相吻合；真空泵的实际工作水（或称密封水）温度也不是真空泵规定的15℃，工作水温度越高，蒸汽分压力越高，工作水对真空泵进口蒸汽的冷凝效果越差，真空泵的抽空气容积流量越小。因此，编制真空泵招标书时，宜提供汽轮机设计背压和冬夏两季代表性的运行背压及三背压对应的真空泵冷却水温度，要求真空泵制造厂对这三个工况点做真空泵抽吸能力验算，以确保真空泵在预计的机组运行背压范围内能及时抽走凝汽器内未凝结的气体。

在制造厂未做真空泵抽吸能力验算的情况下，可参照真空泵选型计算案例中的方法进行验算。

第五节　设　备　选　型

一、疏水扩容器选型计算

在凝汽器相关管道系统中，通常设有疏水扩容器设备。疏水扩容器的选型计算方法如下：

1. 容积蒸发强度

扩容器容积蒸发强度是指单位汽室体积允许发生的蒸汽量，取容积流量，其单位是m³/（h·m³）。

参考苏联推荐的设计准则，锅炉定期排污扩容器容积蒸发强度通常为2000～3000m³/（h·m³）；连续排污扩容器容积蒸发强度通常为800～1000m³/（h·m³）；本手册对于高压加热器危急疏水扩容器建议取上限3000m³/（h·m³）进行核算，对于本体疏水扩容器建议取中间值 2000m³/（h·m³）左右进行核算。具体计算过程如下：

（1）首先收集各疏水的压力、温度、流量、热焓等参数。

（2）进行工况组合。各路疏水往往不可能同时发生，要选出运行中可能出现的最不利的组合工况进行计算。

（3）针对选出的计算工况计算扩容器内释放出来的扩容蒸汽量，释放的扩容蒸汽量可按式（16-1）求得，即

$$m_f = m_L \frac{h_L - h_f}{H_f - h_f} \tag{16-1}$$

式中　m_f——排往凝汽器的扩容蒸汽量，t/h；

m_L——从各路相关管道系统来的疏水量，t/h；

h_L——从各路相关管道系统来的疏水焓值，可取疏水压力下的饱和水焓值，kJ/kg；

h_f——在疏水扩容器中对应于扩容器工作压力下的饱和水焓值，kJ/kg；

H_f——在疏水扩容器中对应于扩容器工作压力下的饱和蒸汽焓值，kJ/kg。

扩容器的实际工作压力一般为 20～30kPa，即凝汽器的工作压力与扩容器排汽管道沿程阻力之和。总蒸汽量为工况组合中各路疏水扩容蒸汽量之和。

（4）计算扩容器容积。扩容蒸汽的体积流量按式（16-2）计算，即

$$q_V = 1000 m_f v_f \tag{16-2}$$

式中　q_V——扩容蒸汽的体积流量，m³/h；

v_f——在疏水扩容器中对应于扩容器工作压力下的饱和蒸汽的比体积，m³/kg。

如果按容积蒸发强度 2000m³/（h·m³）来核算，则扩容器的汽侧空间按式（16-3）表示

$$V_f = q_V / 2000 \tag{16-3}$$

式中　V_f——扩容器的汽侧空间，m³。

考虑30%的水侧容积，则整个扩容器的容积按式（16-4）计算

$$V = \frac{m_f v_f}{2}(1+0.3) \tag{16-4}$$

式中　V——扩容器的全部容积，m³。

2. 扩容蒸汽蒸发速度

参考美国 EBASCO 公司标准 MNE-83/85 中扩容器内部断面“蒸汽蒸发速度”的概念，该准则推荐连续排污扩容器容量按锅炉最大连续蒸发量的 2%、扩容器内部断面蒸汽蒸发上升速度按不大于 1.22m/s 设计；定期排污扩容器容量按锅炉最大连续蒸发量的3%、扩容器内部断面蒸汽蒸发上升速度按不大于2.44m/s 设计。

扩容器最小分离表面积按式（16-5）计算，即

$$A = \frac{1000 m_f v_f}{3600 w_f} \tag{16-5}$$

式中　A——扩容器最小分离表面积，m²；

w_f——扩容器内部断面蒸汽蒸发上升速度，对于高压加热器危急疏水扩容器推荐取2.44m/s，对于本体疏水扩容器推荐取1.22m/s。

根据制造厂提供的几何参数可以校核所选容积条

件下扩容蒸汽蒸发速度是否在合理范围内，从而判断容积的选择是否合适。

3. 比较

根据电厂实际运行的反映，按扩容蒸汽蒸发速度法计算选型的扩容器有时会出现蒸汽带水现象，说明蒸汽实际流速较大，扩容器容积偏小，而按“蒸发容积强度”法计算选型的扩容器容积比较保守，容积偏大，又存在布置困难的情况。本手册推荐取两者之间的一个数值。

二、凝汽器汽侧真空泵的选型

（一）选型条件

凝汽器的抽干空气量是凝汽器真空泵的主要选型依据。凝汽器的抽干空气量通过计算得到，或取用凝汽器制造厂提供的数据。其选型还应考虑如下条件：

（1）凝汽器设计背压及预期的背压运行范围。

（2）真空泵冷却水水质及温度（设计温度及冬季、夏季的冷却水温度）。

（3）启动抽真空容积。

（二）真空泵形式选择

凝汽器汽侧真空泵可分为平面泵、锥体泵，按级数可分为单级泵和双级泵，它们工作的高效区有所不同。上述形式的真空泵均可在工程中选用。对于背压相对较低的湿冷机组，基于提高效率和防汽蚀方面考虑，双级锥体泵较优。

（三）真空泵参数选择

（1）确定凝汽器的抽干空气量。抽干空气量取值是一个经验值，与机组的容量、汽轮机真空系统的大小、机组运行维护及管理水平等因素有关。抽干空气量可按本章第四节的计算方法求得。

（2）确定真空泵的设计抽气压力。真空泵的设计抽气压力为3.386kPa（a）或凝汽器设计压力，取两者中的较小值。

（3）确定真空泵的设计抽气温度。机组正常运行时真空泵的抽气是气汽混合物，按饱和空气考虑。真空泵的设计抽气温度等于真空泵设计抽气压力对应的饱和蒸汽温度与设计抽气过冷度之差值。设计抽气过冷度等于0.25ITD（ITD为初始温差值）与4.16℃之大者。对于大容量湿冷机组，凝汽器的初始温差值不超过16.64℃，其设计抽气过冷度等于4.16℃。

（四）真空泵选型应注意的问题

（1）对于凝汽器抽真空系统，真空泵采用不同温度的冷却水，对真空泵的出力有较大的影响，因此在真空泵选型时，应注意核算冷却水温度对真空泵出力的影响，并视情况采取必要的措施，如增设大气喷射器等。

（2）双背压凝汽器与单背压凝汽器相比，低、高背压凝汽器的端差较大，对抽气过冷度、抽气带汽量和抽气体积流量及真空泵的选型影响较大，特别是低背压凝汽器。因此，双背压凝汽器的真空泵选型宜以低背压凝汽器为准。另外，宜考虑凝汽器汽阻的影响，并适当考虑真空泵的实际位置及抽气管道阻力的影响。

（3）宜按照预期的机组夏季和冬季背压核算真空泵的出力，以便确定不同季节真空泵的运行台数。

三、凝汽器水室真空泵的选型

（一）选型条件

凝汽器水室真空泵的选择以循环冷却水中析出的不凝结气体量为基础，确定水室真空泵容量。凝汽器水室真空泵的选型应考虑如下条件：

（1）凝汽器循环冷却水量。

（2）预期的凝汽器水室顶部压力。

（3）凝汽器循环冷却水设计进水温度。

（4）以凝汽器循环水温升为基准，计算循环水中析出的不凝结气体量。

（二）真空泵参数选择

以运行期间凝汽器循环水中析出的不凝结气体量（干气量）作为选择凝汽器水室真空泵容量的基础。凝汽器循环水中析出的不凝结气体量（干气量）参考值见表16-3。

表16-3　凝汽器循环水中析出的不凝结气体量（干气量）参考值

机组容量（MW）	125～200	300	600	1000
干气量（m^3/h）	约150	约200	约400	约600

注　不凝结气体量（干气量）是基于凝汽器水室顶部压力为30kPa（a）时计算的，水室真空泵选型时，还需考虑抽真空管道阻力对真空泵出力的影响。水室抽真空管道沿程阻力按约6.77kPa（2in mmHg）考虑。

四、真空泵选型算例

（一）单背压湿冷机组真空泵的选型计算

1. 基本数据

单背压湿冷机组水环式真空泵选型计算有关案例的数据取自A电厂新建的2×600MW超超临界机组。该机组采用哈尔滨汽轮机厂生产的双缸双排汽凝汽式汽轮机，设计工况背压为6.40kPa（a），夏季工况背压为11.80kPa（a）。每台机组配一台单背压、单壳体、双流程、34000m^2凝汽器，配两台50%容量的汽动给水泵，给水泵汽轮机排汽进主汽轮机凝汽器。在VWO工况下，主汽轮机排汽量为1018.8t/h，两台给水泵汽轮机总排汽量为95.277t/h。循环冷却水的设计温度为

24.9℃。

2. 凝汽器的抽干空气量

按照本章第四节的步骤计算凝汽器的抽干空气量：

（1）凝汽器的总凝汽量等于主汽轮机与汽动给水泵汽轮机至凝汽器排汽量总和，即

$$1018.8+95.277=1114.077\ (t/h)$$

（2）凝汽器主排汽口数。该机组的汽轮机只有一个低压缸，双排汽合一后排入单壳体凝汽器，凝汽器主排汽口数是 1（注意：该汽轮机低压缸为双排汽，不要将凝汽器主排汽口数理解为 2）。

（3）凝汽器主排汽口的有效蒸汽流量。凝汽器只有 1 个主排汽口，凝汽器主排汽口的有效蒸汽流量等于凝汽器的总凝汽量 1114.077t/h。

（4）凝汽器的总排汽口数。凝汽器有 1 个主排汽口、2 个给水泵汽轮机排汽口，凝汽器的总排汽口数等于 3。

（5）凝汽器的抽干空气量。该机组配一台凝汽器，即单壳体凝汽器，根据凝汽器的总排汽口数 3 与主排汽口的有效蒸汽流量 1114.077t/h 查表 16-1，得知凝汽器的抽干空气量为 61.23kg/h。

可见，A 电厂 600MW 机组凝汽器的设计抽干空气量值至少为 61.23kg/h，即在机组的各运行工况下真空泵必须从凝汽器中抽走的不凝结气体不少于 61.23kg/h，此值是真空泵招标书中的必要数据。

3. 真空泵的设计抽气压力

真空泵的设计抽气压力为 3.386kPa（a）与凝汽器设计压力 6.40kPa（a）两者的较小值，即 3.386kPa（a）。圆整后，A 电厂 600MW 机组真空泵的设计抽气压力为 3.39kPa（a）。

显然，就高循环冷却水温度对应的高背压湿冷机组而言，真空泵取 3.39kPa（a）的设计抽气压力将偏低。

4. 真空泵的设计抽气温度

真空泵设计抽气压力下的抽气过冷度为 0.25ITD 与 4.16℃之大者，该工程因 ITD 约为 12.5℃而得知抽气过冷度等于 4.16℃，工程上取 4.2℃；3.39kPa（a）的饱和蒸汽温度为 26.15℃，真空泵的设计抽气温度为 26.15℃ − 4.2℃ = 21.95℃。

5. 系统设计抽气容积流量

凝汽器抽真空系统的设计抽气容积流量是在真空泵的设计抽气压力与设计抽气温度下凝汽器的设计抽干空气量相应的气汽混合物的总容积流量。当真空泵的设计抽气压力为 3.39kPa（a）、设计抽气温度为 21.95℃时，对应的抽气蒸汽分压力为 2.634kPa（a），不凝结气体的分压力为

$$3.39-2.634=0.756\,[\text{kPa(a)}]$$

按理想气体考虑（$pv=RT$），在 0.756kPa（a）分压力下，不凝结气体（近似地视为空气）的比体积为

$$0.287\times(273.15+21.95)/0.756=112\,(\text{m}^3/\text{kg})$$

在 0.756kPa（a）的不凝结气体分压力下，61.23kg/h 的抽干空气量对应的容积流量为

$$61.23\times112=6858\,(\text{m}^3/\text{h})=114.3\,(\text{m}^3/\text{min})$$

此容积流量也是凝汽器 61.23kg/h 的抽干空气量相应的气汽混合物的总容积流量。因此，当真空泵的设计抽气压力为 3.39kPa（a）、设计抽气温度为 21.95℃（过冷度为 4.2℃）时，单背压 600MW 湿冷机组凝汽器抽真空系统的设计抽气总容积流量至少为 6858m^3/h。

由工程热力学可知，抽气所带蒸汽的质量流量等于抽气容积流量与所带蒸汽分压力对应的饱和蒸汽比体积之比。当抽气压力为 3.39kPa（a）、过冷度为 4.2℃、容积流量为 6858m^3/h 时，蒸汽的分压力为 2.634kPa（a）、比体积为 51.644m^3/kg，抽气所带蒸汽的质量流量为

$$6858/51.644=132.8\,(\text{kg/h})$$

6. 真空泵的台数与设计抽气容积流量

单背压湿冷机组凝汽器抽真空系统的常规设计是每台机组配两台 100%容量的真空泵或三台 50%容量的真空泵，且机组正常运行时其中一台真空泵为备用。A 电厂每台机组拟配三台 50%容量的真空泵，在 3.39kPa（a）的设计抽气压力下，单台真空泵的设计抽气容积流量应不小于

$$114.3/(3-1)=57.15\,(\text{m}^3/\text{min})$$

实际上，该工程真空泵供货商只为每台机组配三台 200EVMA 型（双级泵、不锈钢叶轮）水环式真空泵。此真空泵的转速为 590r/min，在 3.39kPa（a）的设计抽气压力下工作水温度为 15℃时，抽气容积流量为 39m^3/min。显然，此选型未能满足设计要求，需要结合机组的运行工况进行核算。

7. 机组运行工况核算

真空泵的实际抽气容积流量与工作水（或称密封水）温度有关。工作水温度越高，蒸汽分压力越高，工作水对真空泵进口蒸汽的冷凝效果越差，真空泵的抽气容积流量越小。200EVMA 型真空泵以 15℃为基数的工作水温度-抽气系数曲线如图 16-5 所示。

A 电厂 600MW 机组的设计工况背压为 6.40kPa（a），循环冷却水设计温度为 24.9℃，真空泵的冷却水为循环冷却水（开式循环冷却水）。凝汽器的保证汽侧阻力小于 0.4kPa，考虑凝汽器至真空泵的抽气管道阻力后，机组在 6.40kPa（a）的设计背压下真空泵的抽气压力可估取 6kPa（a）。真空泵采用板式换热器，端差估取 1.1℃时工作水温度为 26℃。200EVMA 型真空泵

在工作水温度为 15℃的情况下，6kPa（a）抽气压力对应的抽气容积流量为 55m^3/min，查图 16-5 得 26℃工作水对应的抽气系数约为 0.8，真空泵的抽气容积流量为

$$55 \times 0.8 = 44 (m^3/min)$$

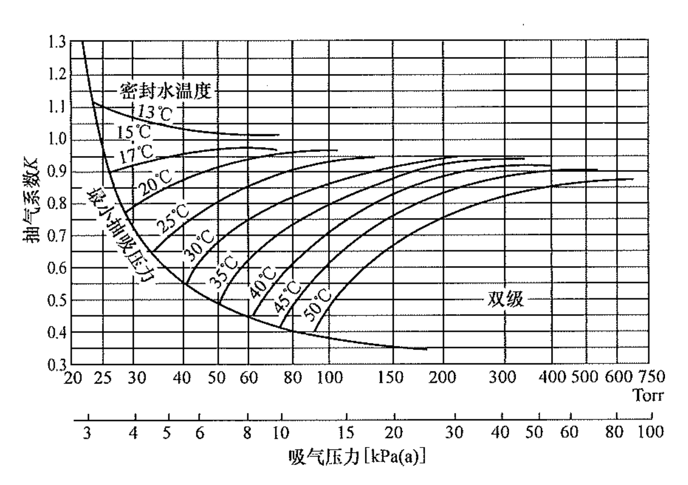


图 16-5　工作水温-抽气系数曲线

6kPa（a）的抽气压力对应的饱和蒸汽温度为 36.18℃，抽气过冷度按 4.2℃计时，真空泵的抽气温度为 31.98℃，对应的蒸汽分压力为 4.748kPa（a），此分压力下的饱和蒸汽比体积为 29.603m^3/kg，则不凝结气体分压力为

$$6-4.748 = 1.252 \ [kPa(a)]$$

1.252kPa（a）分压力下的不凝结气体比体积为

$$0.287 \times (273.15+31.98) / 1.252 = 69.946 \ (m^3/kg)$$

真空泵在 1.252kPa（a）压力下抽走 61.23kg/h 不凝结气体的容积流量，也是真空泵所抽气汽混合物在 6kPa（a）压力下的容积流量

$$61.23 \times 69.946 = 4282.8 (m^3/h) = 71.38 (m^3/min)$$

此值小于两台真空泵运行时的 88m^3/min 抽气总容积流量。

因此，A 电厂 600MW 机组在背压为 6.40kPa（a）、冷却水温度为 24.9℃的条件下，运行两台 200EVMA 型真空泵可以满足凝汽器的抽气要求。此时，两台 200EVMA 型真空泵共抽走 75.49kg/h 干空气量相应的气汽混合物，与 61.23kg/h 相比有 23.3%的余量。

汽轮机背压较低时需要投运三台 200EVMA 型真空泵。例如，当背压为 4.9kPa（a）、循环冷却水温度为 20℃时，真空泵的抽气压力约为 4.5kPa（a），工作水温度估取 21.1℃。200EVMA 型真空泵工作水温度为 15℃时的抽气容积流量为 48m^3/min，工作水温度为 21.1℃时的抽气容积流量约为 38.4m^3/min（抽气系数约为 0.8）。抽气温度为 26.83℃（抽气过冷度取 4.2℃），蒸汽分压力为 3.529kPa（a），不凝结气体分压力为 0.971kPa（a），从凝汽器内抽走 61.23kg/h 干空气量及其抽气带汽的总容积流量为

$$61.23 \times 0.287 \times (273.15+26.83) / 0.971/60$$
$$= 90.48 (m^3/min)$$

$$90.48/38.4 \approx 3 (台)$$

因此，A 电厂 600MW 机组冬季运行当背压为 4.9kPa（a）、循环冷却水温度为 20℃时，宜投运三台 200EVMA 型真空泵。

夏季工况的核算参数可以取背压 11.80kPa（a）、循环冷却水温度 33℃、真空泵抽气压力 11.4kPa（a）、工作水温度 34.1℃。15℃工作水温度、11.4kPa（a）抽气压力对应的抽气容积流量为 61m^3/min，34.1℃工作水的抽气系数约为 0.75，真空泵的抽气容积流量为

$$61 \times 0.75 = 45.75 (m^3/min)$$

运行两台真空泵时的抽气温度为 46.553℃，而 11.4kPa（a）的抽气压力对应的饱和蒸汽温度为 48.415℃，抽气过冷度只有 1.862℃，抽气带走的蒸汽量大，工作水在真空泵内温升较大，容易汽化并可能使真空泵发生汽蚀。因此，真空泵夏季运行时需要低温水来冷却。

8. 启动抽真空时间

真空泵抽气体积流量与真空泵的转速、抽气压力有关，当真空泵的转速一定时，容积流量是一条与抽气压力相关的上凸曲线。因此需要压力分段计算启动抽真空时间，在各压力段内真空泵抽气容积流量可按常量（如取平均值）考虑。

设各真空泵投运 t（min）时间后汽轮机真空系统的压力为 p [kPa（a）]，空气密度为 ρ（kg/m^3），真空容积为 V（m^3），此容积内的空气质量为 ρV（kg），真空泵抽空气的容积流速为 c（m^3/min），再抽 dt（min）时间后空气密度为 $\rho+\mathrm{d}\rho$（kg/m^3），空气质量降至 $V(\rho+\mathrm{d}\rho)$（kg），dt（min）时间内抽气质量流量为 $\rho c\mathrm{d}t$（kg），则容积内的空气质量为

$$\rho V = (\rho+\mathrm{d}\rho) V + \rho c\mathrm{d}t \qquad (16\text{-}6)$$

抽气使真空容积内的空气质量不断减少，使真空容积内的空气不断膨胀，此膨胀过程是一个多变过程，即 $p\rho^{-m}$=常数，多变指数 m 为 1～1.29，将其微分代入式（16-6）得

$$\mathrm{d}t = -\frac{V\mathrm{d}p}{mcp} \qquad (16\text{-}7)$$

解此微分方程可得真空容积内的空气压力由 p 降至 p_1 的时间可按式（16-8）计算

$$t = \ln\left(\frac{p}{p_1}\right)\frac{V}{mc} \qquad (16\text{-}8)$$

由式（16-8）可知，计算启动抽真空时间时可以不用抽气温度这个参数。

理论上抽气会使真空容积内的空气温度降低，不过在启动抽真空时间里，汽轮机与凝汽器本体金属放热并从环境空气中吸收热量，加热真空容积内的空气，温度降低并不明显，多变膨胀指数 m 可按均值取 1.145。

A 电厂 600MW 机组的启动抽真空容积约为 2300m³，其中凝汽器（包括喉部及热井在内）的汽侧容积约为 1850m³。查 200EVMA 型真空泵性能曲线所得的真空泵平均抽干空气容积流量、由式（16-8）求得投运三台真空泵的抽真空时间见表 16-4。

表 16-4　A 电厂 600MW 机组启动抽真空的压力分段抽真空时间

压力分段 [kPa(a)]	抽真空容量均值 (m^3/min)	计算抽真空时间 (min)
101.3～90	61.2	1.29
90～80	62	1.27
80～70	63	1.42
70～60	63.5	1.63
60～50	64.5	1.89
50～40	65	2.3
40～30	66	2.92

A 电厂 600MW 机组的真空系统在投运三台真空泵的情况下由大气压降至 34kPa（a）的计算启动抽真空时间不到 3min，不到 30min 的 1/10，完全满足启动抽真空时间的要求。

实际上，湿冷机组的启动抽真空容积（包括凝汽器的汽侧空间、汽轮机内部空间、导汽管等容积）较小，真空泵全部投运时可以满足启动抽真空时间的要求。因此，湿冷机组可以不进行启动抽真空时间计算。

（二）双背压湿冷机组真空泵的选型计算

1. 基本数据

双背压湿冷机组水环式真空泵选型计算有关的数据取自 B 电厂 2×1000MW 超超临界机组。该机组采用上海汽轮机有限公司生产的双低压缸四排汽凝汽式汽轮机，平均设计背压为 5.30kPa（a），其中低背压凝汽器的压力为 4.685kPa（a），高背压凝汽器的压力为 5.984kPa（a）；TRL 工况平均背压为 11.8kPa（a）。每台机组配一台配供双壳体、单流程、双背压凝汽器，配两台 50%容量的汽动给水泵，给水泵汽轮机排汽一对一地排入主汽轮机的低、高背压凝汽器。在 VWO 工况下，主汽轮机排汽量为 1696.69t/h，两台给水泵汽轮机总排汽量为 188.852t/h。

2. 低、高背压凝汽器抽干空气量

按照本章第四节的步骤计算低、高背压凝汽器的抽干空气量：

（1）凝汽器的总凝汽量等于主汽轮机与汽动给水泵汽轮机至凝汽器排汽量总和，即

$$1696.69+188.852=1885.542\ (t/h)$$

（2）确定凝汽器主排汽口数。两个低压缸的排汽各进一个凝汽器壳体，凝汽器主排汽口数是 2（注意：该汽轮机为双低压缸四排汽，不要将凝汽器主排汽口数理解为 4）。

（3）凝汽器主排汽口的有效蒸汽流量为

$$1885.542/2=942.771\ (t/h)$$

（4）凝汽器的总排汽口数。凝汽器有 2 个主排汽口、2 个给水泵汽轮机排汽口，凝汽器的总排汽口数等于 4。

（5）凝汽器的抽干空气量。该机组配一台双壳体凝汽器，根据凝汽器的总排汽口数 4 与主排汽口的有效蒸汽流量 942.771t/h 查表 16-2，得知凝汽器的抽干空气量为 81.65kg/h。

（6）低背压凝汽器与高背压凝汽器的抽干空气量为

$$81.65/2=40.825\ (kg/h)$$

B 电厂 1000MW 机组凝汽器抽真空系统拟采用扩大单元制系统，每台机组配三台 50%容量的真空泵。因此，该工程招标书规定真空泵的设计抽干空气量不小于 40.825kg/h。

其他设计参数计算参见单背压湿冷机组真空泵的选型计算。

（三）直接空冷机组真空泵选型计算

1. 基本数据

直接空冷机组水环式真空泵选型计算有关的数据取自 C 电厂 2×600MW 亚临界机组。该机组采用三缸四排汽凝汽式空冷汽轮机，设计背压为 15kPa(a)，阻塞背压为 8kPa(a)，TRL 工况背压为 34kPa(a)。每台机组的两个低压缸下各配一个排气装置，配三台容量为 50%BMCR 的电动调速给水泵。汽轮机 VWO 工况的排汽量为 1351.493t/h。选用三排管空冷凝汽器，有 8 列支管，每列支管设 6 台顺流凝汽器和 2 台逆流凝汽器，共配 64 台变频调速风机。机组抽真空容积为 14200m³，其中，汽轮机本体容积（包括高中压缸、导汽管、低压缸）为 270m³，排汽装置为 1930m³，空冷凝汽器（包括排汽管道）为 12000m³。每台机组配三台 100%容量的水环式真空泵，采用 2BW4 403-OMK4 型真空泵。冷却水温度的设计值为 23℃，夏季为 33℃，冬季为 15～20℃。空冷凝汽器的抽干空气量为 110kg/h，主要工况要求的抽真空数据

见表 16-5。

表 16-5　直接空冷凝汽器要求的抽真空数据

汽轮机背压[kPa(a)]	抽干空气量(kg/h)	抽空气带汽量(kg/h)	泵入口压力[kPa(a)]	泵入口温度(℃)	抽气过冷度(℃)
34	110	490	32	67.7	2.9
15	110	410	11	44.5	3.2
9.4	110	240	3.6	22.8	4.4

2. 凝汽器的抽干空气量核算

直接空冷凝汽器制造厂认为直接空冷凝汽器的焊缝质量高，其本体漏入的空气量很少，可以用湿冷机组的方法计算直接空冷凝汽器的抽干空气量。不过，直接空冷凝汽器可能漏气（一边是环境空气，另一边是汽轮机排汽）的金属面的总面积远远大于表面式凝汽器，比较稳妥的处理方法是考虑 50%～100%的抽干空气裕量。

600MW 亚临界三缸四排汽直接空冷汽轮机有两个低压缸，参照湿冷机组按双壳体凝汽器考虑，主排汽口数与总排汽口数均为 2，在 VWO 工况下，每个主排汽口的有效蒸汽流量为 1351.493/2＝675.74t/h（合 1494742lbs/h）。查表 16-2 得知直接空冷凝汽器的抽干空气量为 61.23kg/h。制造厂提供的空冷凝汽器的抽干空气量为 110kg/h，是计算值的 1.80 倍。

3. 机组启动抽真空时间核算

直接空冷机组的启动抽真空时间采用式（16-8）计算，即真空系统由压力 p 降至 p_1 的时间。

由于直接空冷机组的汽轮机本体、排汽装置、排汽管道、直接空冷凝汽器与环境接触的面积非常大，在持续几十分钟的启动抽真空时间里，环境空气中的热量会不断地加热真空系统中的空气，抽真空过程的空气温度降低不明显，相当于定温膨胀过程，因此 $m=1$。

2BE1 403-OMY4 型真空泵抽干空气体积流量曲线从大气压到 34kPa 比较平缓，平均值约为 5964m³/h（99.44m³/min），投运三台真空泵组时，由式（16-8）得

$$t=\ln\left(\frac{p}{p_1}\right)\frac{V}{mc}=\ln\left(\frac{90.8}{34}\right)\times\frac{14200}{1\times 99.4\times 3}=46.8(\text{min})$$

基本上满足直接空冷机组启动抽真空时间 45min 的要求。

从当地大气压 90.8kPa（a）到 15kPa（a）用式（16-8）计算的抽真空时间是 85.7min，与真空泵制造厂提供的 80.54min 比较吻合，见表 16-6。

表 16-6　某公司计算的三台真空泵全部投运时的机组启动抽真空时间

序号	凝汽器压力分段(kPa)	分段抽真空时间(min)	累计抽真空时间(min)
1	90.8～80	5.42	5.42
2	80～70	5.71	11.13
3	70～60	6.59	17.72
4	60～50	7.81	25.53
5	50～40	9.64	35.17
6	40～35	5.82	41.00
7	35～30	6.80	47.80
8	30～20	18.69	66.49
9	20～15	14.06	80.54

运行工况验算参见单背压湿冷机组真空泵的选型计算。

第六节　布　置　设　计

一、设计原则

（1）湿冷机组本体疏水扩容器宜靠近凝汽器壳体，背包式的布置在凝汽器两侧。高压扩容器宜布置在汽轮机侧、低压扩容器布置在发电机侧，方便不同参数的疏水接入相应的扩容器或集管。

（2）水环式真空泵宜布置在汽轮机基座侧靠近凝汽器的 0m 区域。抽真空管道应布置简捷以降低管道阻力。

（3）直接空冷机组参见《电力工程设计手册　火力发电厂水工设计》。

二、具体要求

（1）与凝汽器抽汽口连接的抽真空管道口径不应小于接口口径，管道布置应沿着气流方向一直接至真空泵接口，不得布置成 Π 形。

（2）汽轮机本体疏水扩容器的排汽接到凝汽器的汽室空间，其排水接到凝汽器热井最高水位线以上。排水管道一般设置 U 形存水弯，防止扩容器的疏水直接进入凝汽器底部对凝汽器造成冲击和水位波动。

（3）接入集管的各疏水管应与集管轴线成 45°，且疏水排出方向应朝向凝汽器或汽轮机本体疏水扩容器，接到同一个集管上的疏水最好是相同压力等级或压力相近区域的疏水。若压力不同的疏水接到一个集管上，各疏水接管应按压力递减次序排列，压力越高

的疏水接口越远离凝汽器或汽轮机本体疏水扩容器的疏水集管的排出口，以防止较高压力的疏水妨碍较低压力疏水的正常排放。各疏水在凝汽器接口处装有挡板，以防止高速汽流冲刷凝汽器的换热管。

（4）疏水集管按压力从高到低，在扩容器上宜按从下向上布置。

（5）条件许可时，真空泵宜一列式布置。真空泵并排时，电动机应同侧布置，以便设置检修单轨。

第十七章

主厂房循环水系统设计

第一节　系　统　说　明

一、设计范围和内容

主厂房循环水系统设计范围和内容如下：

（1）厂内循环水系统。包括从主厂房外循环水供回水母管上引出和排入的全部管道、设备、阀门、附件、放气放水、支吊架。

（2）凝汽器胶球清洗系统。从循环水出水管上收球网至循环水进水管上胶球投入口，包括胶球清洗系统设备及其之间的连接管道、阀门及附件等。

二、系统功能

（1）厂内循环水系统给凝汽器连续提供冷却水，以带走进入主凝汽器蒸汽的热量，将蒸汽凝结回收。

（2）凝汽器胶球清洗系统可减轻凝汽器换热管的结垢，保证凝汽器冷却效果。

三、主要性能指标

胶球清洗系统的收球率大于或等于98%。

四、设计原则

1. 设计要求

（1）系统方案设计和设备配置应满足系统功能的要求。

（2）管道设计参数选取、规格壁厚的确定、材料特性数据的选用应满足DL/T 5054《火力发电厂汽水管道设计规范》的规定。

2. 设计输入

系统设计需要输入的原始数据包括：

（1）汽轮机制造厂提供的热平衡图。

（2）经冷端优化后选取的循环倍率值。

（3）循环水冷却方式。

（4）系统相关设备的资料。

五、设计参数

1. 系统的设计压力和温度

厂内循环水系统的设计压力和温度与厂外水工专业循环水系统的设计压力和温度一致。

2. 系统的设计流量

根据排入凝汽器的排汽量和经冷端优化后选取的循环倍率值，由水工专业确定循环水设计流量。

第二节　常见系统设计方案

一、系统方案拟定

系统方案的拟定应根据机组的型式、循环水系统的功能要求等因素确定。电厂常见的循环水系统主要有两种，即直流供水系统和循环供水系统。

（1）直流供水系统。直接从天然水体取用全部冷却水，经凝汽器升温后的冷却水再排回天然水体的冷却水系统。

（2）循环供水系统。冷却水经凝汽器升温后，进入冷却塔或冷却池，冷却后重复进入凝汽器进行循环的冷却水系统。

二、系统相关设备的配置

1. 凝汽器进出口蝶阀的配置

凝汽器进出口循环水管上各装设一个电动蝶阀，供检修时隔断。

2. 胶球清洗系统的配置

为保证凝汽器的冷却效果，每台机组均配有两套独立循环的胶球清洗系统，每套胶球清洗系统用于分隔水室的半个凝汽器。该系统是全自动、连续运行，用于保持凝汽器管子清洁，增加传热能力。其主要由下列部分组成：

（1）具有电动执行机构的装球室和电动再循环泵。

（2）具有电动执行机构的收球网及其压差测量

和控制系统。

（3）具有电动和手动的阀门、附件，胶球分汇器及附件。

（4）海绵胶球。

（5）微机程序控制柜及与之相关的控制设备。

3. 二次滤网的配置

为保证胶球清洗系统的良好运行，在循环水进入凝汽器前加装一个带电动执行机构的二次滤网，以清除水中可能含有的纤维性杂物。滤网下部装有排污阀，可以在运行中根据压差控制在线清理杂物。

但如厂外水工构筑物已装有结构良好的过滤网能保证循环水供水的洁净度，可不装设二次滤网。

三、典型的系统方案

（一）厂内循环水系统

厂内循环水管路均为 2 进 2 出，进出口管路上均装有电动蝶阀，以便凝汽器单侧或全部隔离。

（二）胶球清洗系统

凝汽器均配有胶球清洗系统，以保证凝汽器的冷却效果。胶球清洗系统为就地自立式控制。胶球清洗系统为独立的两套，可分别独立运行。凝汽器出口管设有胶球清洗系统收球网。

系统采用弹性胶球通过凝汽器管子再循环运行，胶球直径比凝汽器管子内径略大，产生连续擦洗作用。胶球泵将球送到收集器，收集器然后将球放入一个分配系统，注入到凝汽器进口循环水管中，球随机自行分布通过凝汽器。离开凝汽器，球被抽吸到滤网部分，回到胶球泵。当要更换胶球时，收集器中电动操作收球网关闭，球可以在收集器处取出及更换，而不影响凝汽器运行。当滤网部分要反洗时，球也可以贮存在收集器中。整个系统全自动及正常连续运行。

厂内循环水及胶球清洗系统方案如图 17-1 所示。

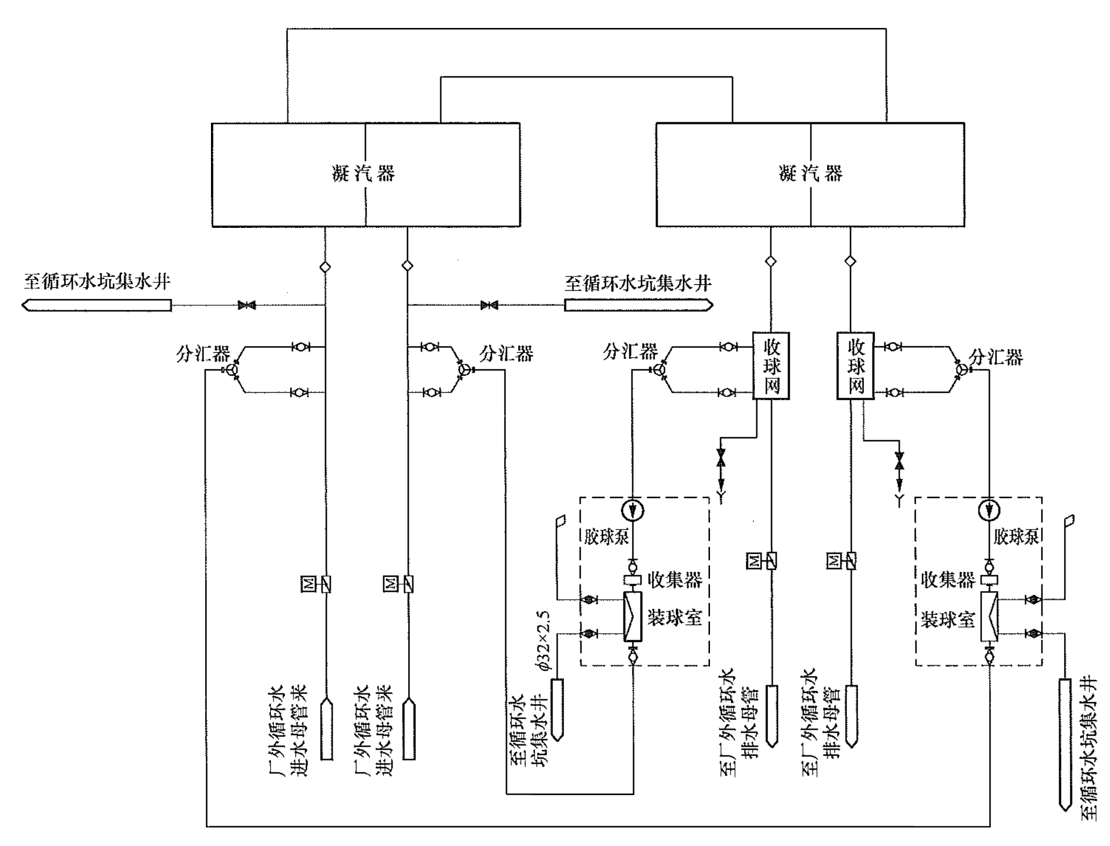


图 17-1　厂内循环水及胶球清洗系统方案图

第三节　联　锁　条　件

一、凝汽器循环水进、出口阀门

在集中控制室设控制开关，操作凝汽器进、出口阀门，正常运行时凝汽器循环水进、出口阀门全开。

二、胶球清洗系统

胶球清洗系统所有电动阀门及泵的控制由制造厂配套提供的胶球清洗装置 PLC 完成，也可接入 DCS 系统控制，系统能够按照投运程序自动运行和手动运行。

至 DCS 系统的接口信号包括程序控制启动、停

止、程序中断、收球网压差大报警、故障报警等。

三、二次滤网

（1）二次滤网反冲洗电动机启动后联锁打开反冲洗隔离阀，电动机停运后联锁关闭反冲洗隔离阀。

（2）二次滤网反冲洗的优先级由低到高为：

1）固定时间自动启动反冲洗电动机；

2）当二次滤网压差达到设定值时，自动启动反冲洗电动机；

3）运行人员手动强制启动反冲洗电动机。

第四节　设　计　计　算

主厂房循环水系统中选择管径时，管内流速可根据下列条件选取：

（1）管径在DN1000～DN1600时，推荐流速采用1.5～2.0m/s；管径大于DN1600时，推荐流速采用2～3m/s。

（2）水源为江河水的直流供水系统，管内流速宜大于泥沙的不淤流速，防止泥沙在管内淤积。

（3）采用海水为水源的供水系统，应考虑防止海生物对循环水管的黏附，流速宜大于3m/s。

第五节　设　备　选　型

一、凝汽器循环水进、出口蝶阀

（1）凝汽器循环水进、出口蝶阀宜采用短系列电动蝶阀。

（2）密封座的设计制造必须保证在蝶板关闭时，一侧为工作压力，另一侧为无压时不漏水，密封座应设计成双向承压。

（3）阀门操作机构要有足够的力矩和刚度，保证蝶阀在开启和关闭时的稳定性，以及保证蝶板能稳定地停留在任意的中间位置上。阀门应带中停功能。

（4）阀门材质选用应满足水质的要求。

二、胶球清洗系统

（1）胶球清洗装置设计选型，应保证投运时所有胶球在凝汽器水室中分布均匀地进入凝汽器换热管中，对管子内壁进行有效地清洗。

（2）系统采用全自动运行方式，由可编程控制器（PLC）构成的控制系统控制，PLC按单元制布置。

（3）当凝汽器处于正常工作状态时，在设计的循环水量下，胶球清洗装置的收球率应大于或等于98%。

（4）收球网按活动栅格式收球网设计。收球网的水阻不大于300mmH_2O，收球网网板的驱动装置选用智能一体化电动执行机构，同时采取预紧措施，以防止网板在水流冲击下振动。收球网的设计应结构合理，具有良好的水力特性，保证胶球不逃球、不积球。

（5）胶球应适合水质，具有一定硬度并富有弹性，胶球的气孔均匀，孔间连通吸水性强，湿态球的密度与水相近。在水温为5～45℃运行时，胶球球径涨大不超过0.5mm，且在运行期间保持稳定，以防止胶球堵塞冷却水管。胶球在使用期内不老化，运行中胶球球径应比凝汽器管子内径大1～2mm。

（6）投运胶球数根据每根冷凝管每小时通过的胶球数量为12个计算，通常为单侧凝汽器单流程管子数的7%～13%。

（7）胶球泵应有足够的扬程和流量，泵进口连接管严密，以保持胶球正常运行，胶球输送至凝汽器进口水管逆水流方向布置，每根进水管处设置两根投球管以保证胶球在冷凝器水室中的均匀分布。

（8）装球室设有电动切换阀和可供排气和排水的管道，进水处设有止回阀片，防止水流和胶球倒流。

（9）胶球清洗系统中装球室切换阀为电动控制，能够实现收球、运行和换球的三种功能，电动执行机构灵活、方便，阀门不卡球。

（10）系统设备、阀门、附件、管道等材质选用应满足水质的要求。

三、二次滤网

（1）二次滤网采用全自动的运行方式，在设计的循环水量下，设备的水阻都应满足小于或等于500mmH_2O的要求。

（2）二次滤网应具有自动反冲洗功能，滤网前后设压差测量系统，当前后压差不断增加达到设定值时，滤网自动进行反冲洗，同时还应有力矩保护、自动反转等功能。

（3）材质应根据水质进行设计选用。

（4）排污量为通过滤网总水量的5%～10%。

四、补偿器

（1）补偿器用材料应按工作介质、外部环境和工作温度等条件选用；补偿器中端管、法兰等受压件用材料，应与连接管道材料相同或优于连接管道材料；拉杆、铰链板、万向环、销轴及其连接附件等承受补偿器压力推力的受力件用材料按其工作条件选用。

（2）波形补偿器应设计成能无损害、无泄漏的，可承受设计温度，并且能承受运行可能发生的最大压力及水压试验压力（1.5倍最大运行压力）。轴向设有带限位的大拉杆等安全可靠的装置，不得向设备及管

道接口传递内压产生的推力。大拉杆双向配套球面垫圈及球面螺母（环板内外均要设置）。

（3）波形补偿器在所有运行和事故条件下都应能吸收要求的轴向和横向位移。

（4）波形补偿器能长期安全运行。金属波形补偿器的常温许用疲劳寿命取不小于1000次（疲劳寿命安全系数不小于15）。

（5）在膨胀节流向上的每个波纹管截面应用衬套保护，衬套焊在内侧的上游端，下游端则为自由端。

（6）采用橡胶压缩密封，橡胶密封圈采用丁腈橡胶制成，密封圈要有良好的抗腐蚀性、抗氧化及微生物侵蚀的性能，可以根据需要调节密封程度，相对运行部位采用高温定型处理工艺，保证长期自由收缩。

五、系统组件选型

（1）管道的类别应根据管内介质的性质、参数及在各种工况下运行的安全性和经济性进行选择。

（2）循环水管道压力较低，且规格较大，可采用焊接钢管。

（3）管道选择时应符合下列标准：

1）GB 3087《低中压锅炉用无缝钢管》。

2）SY/T 5037《低压流体输送管道用螺旋缝埋弧焊钢管》。

3）GB/T 3091《低压流体输送用焊接钢管》。

4）GB/T 14976《流体输送用不锈钢无缝钢管》。

（4）当循环水的水源为有腐蚀性的水质时，管道应进行防腐处理。管道的防腐处理可以在内部涂环氧树脂或聚乙烯等防腐材料，或者采用装设“阴极保护”进行管道的保护。采用海水或腐蚀性严重的水质为水源时，应采用防腐涂层和阴极保护措施。管道的防腐处理宜与水工专业在全厂循环水管道采取的方法一致。

第六节　布　置　设　计

一、布置原则和基本要求

1. 设计原则

设计输入资料包括：

（1）厂内循环水系统图、胶球清洗系统图等相关系统图。

（2）制造厂提供的系统相关设备［凝汽器、胶球清洗装置、收球网、二次滤网（如有）等］的资料，包括设备外形图、接口资料、安装检修要求等。

（3）主厂房的相关土建结构及建筑资料。

管道布置应满足系统流程图及工艺要求。设备及阀门布置应满足便于操作和维护的要求。

2. 具体要求

（1）设备布置时应根据设备自身的检修维护特点，设置必要的检修维护起吊设施。

（2）排污管道的安装坡度不应小于0.003，其他管道的安装坡度不应小于0.002。

二、常见的布置和安装形式

（1）由于凝汽器的布置标高及A列侧纵向通道的要求，除部分上海电气1000MW机组采用循环水管架空布置进出主厂房外，绝大部分机组均采用0m以下基坑内布置的方式进出主厂房。

（2）考虑凝汽器安装时偏差和运行时产生的位移，与凝汽器的接口处宜设置膨胀节以减小管道对设备接口的推力和力矩。

（3）凝汽器胶球清洗系统就近布置在凝汽器循环水管道附近。

三、系统设计应注意的问题

胶球泵布置标高应满足对泵吸入口高度的要求。

第十八章

辅机冷却水系统设计

第一节　系　统　说　明

一、设计范围和内容

（一）开式循环冷却水

1. 湿冷机组

湿冷机组开式循环冷却水系统是指由凝汽器循环冷却水供水管引接，经被冷却设备至冷却塔集水池或凝汽器循环冷却水回水管之间的开式冷却水系统。

2. 空冷机组

空冷机组开式循环冷却水系统是指由主厂房外水工专业供水管道引接，经被冷却设备至主厂房外水工专业回水管道之间的开式冷却水系统。

（二）闭式循环冷却水

1. 湿冷机组

湿冷机组闭式循环冷却水系统包括闭式循环冷却水泵、闭式循环冷却水热交换器、膨胀水箱、被冷却的辅机设备及相关管道组成件等，与相关系统的分界为膨胀水箱补水管道接口处及化学加药管道的接口处。

2. 空冷机组

采用辅机湿冷塔的辅机冷却水系统同湿冷机组。

采用辅机空冷塔的辅机冷却水系统，是指由主厂房外水工专业供水管道引接，经被冷却设备至主厂房外水工专业回水管道之间的闭式循环冷却水系统。

二、系统功能

（一）开式循环冷却水

为闭式循环冷却水热交换器及采用开式循环冷却水冷却的辅机提供合格参数、流量和品质的冷却水。

（二）闭式循环冷却水

为需用闭式循环冷却水冷却的辅机提供合格参数、流量和品质的冷却水。

三、主要性能指标

（一）开式循环冷却水

（1）供水水质：淡水、海水及再生水。

（2）供水参数：供水压力、温度及流量满足系统内辅机设备冷却要求。供水温度与主机凝汽器循环冷却水一致。一般供水温度最高为33℃，经辅机设备的冷却水温升不超过9℃。

（二）闭式循环冷却水

（1）供水水质：化学除盐水。

（2）供水参数：供水压力、温度、流量应满足系统内辅机设备冷却的要求。供水最大温度一般为38℃，经换热设备后最大温升一般可取8～9℃。

四、设计原则

1. 总则

（1）辅机冷却水可分为闭式循环冷却水、开式循环冷却水、工业水冷却水。

（2）转动机械轴承冷却水中的碳酸盐硬度宜小于250mg/L（以$CaCO_3$计）；pH值不应小于6.5，不宜大于9.5；300MW及以上机组，悬浮物的含量宜小于50mg/L，其他机组应小于100mg/L。

（3）辅机冷却水系统的组成形式主要有全开式循环冷却水系统、开式循环冷却水与闭式循环冷却水组合系统、全闭式循环冷却水系统、工业水冷却水和开式循环冷却水组合系统等。

（4）辅机冷却水系统应根据凝汽器冷却水源（对湿冷机组）、水质情况和设备对冷却水水量、水温和水质的不同要求合理确定。

（5）辅机冷却水系统宜采用单元制。

（6）以淡水作为辅机冷却水源，且不需要处理即可作为辅机冷却用水时，宜采用全开式循环冷却水系统；以淡水作为辅机冷却水源，但需处理时，宜采用开式循环冷却水和闭式循环冷却水相结合的辅机冷却水系统。

（7）当电厂所在地区工业水水源（山泉水、上游

的江河水、水库水）充足且水质不需处理可作为辅机冷却水时，可采用工业水冷却水与开式循环冷却水相结合的辅机冷却水系统。

（8）以海水作为辅机冷却水源时，辅机冷却水宜采用开式循环冷却水与闭式循环冷却水组合系统。不宜用海水直接冷却的辅机设备宜采用闭式循环冷却水冷却，闭式循环冷却水热交换器宜由海水作为冷却水源。

（9）以再生水作为辅机冷却水源时，辅机冷却水宜采用开式循环冷却水与闭式循环冷却水组合系统。不宜用再生水直接冷却的辅机设备宜采用闭式循环冷却水冷却，闭式循环冷却水热交换器宜由再生水作为冷却水源。

（10）湿冷机组开式循环冷却水应取自凝汽器循环冷却水系统，闭式循环冷却水宜采用除盐水或凝结水。

（11）空冷机组辅机冷却水采用单独空冷塔冷却时，辅机冷却水应采用全闭式循环冷却水系统，水质为除盐水；空冷机组辅机冷却水采用单独湿冷塔冷却时，辅机冷却水可采用开式循环冷却水与闭式循环冷却水组合系统。

2. 设计要求

系统方案设计和设备配置应满足系统功能的要求，并遵循安全、可靠、方便运行维护和节电的基本原则。

管道设计参数选取、规格壁厚的确定、材料特性数据的选用应满足 DL/T 5054《火力发电厂汽水管道设计规范》的规定。

3. 设计输入

（1）开式循环冷却水系统设计需要输入的原始数据包括：

1）开式循环冷却水供水水质。

2）开式循环冷却水供、回水压力及温度。

3）需冷却的辅机设备对冷却水参数、冷却水量、冷却水水质的要求；设备开式循环冷却水水侧的阻力等数据。

4）需冷却的辅机设备的资料。

（2）闭式循环冷却水系统设计需要输入的原始数据包括：

1）需冷却的辅机设备对冷却水参数、冷却水量、冷却水水质的要求；设备闭式循环冷却水水侧的阻力。

2）需冷却的辅机设备的资料。

五、设计参数

（一）开式循环冷却水

1. 设置开式循环冷却水泵的系统

（1）水泵进口侧管道设计压力，取用入口侧最高工作压力。水泵出口侧管道，取用泵的关闭扬程与进水侧工作压力之和。

（2）设计温度取用系统介质的最高工作温度。

2. 不设置开式循环冷却水泵的系统

设计压力按系统最高工作压力，设计温度按系统介质的最高工作温度。

（二）闭式循环冷却水

闭式循环冷却水管道设计压力取用泵的关闭扬程与进水侧工作压力之和；设计温度取用系统介质的最高工作温度。

第二节　常见系统设计方案

一、系统方案拟定

（一）开式循环冷却水系统

1. 开式循环冷却水系统的工艺流程

开式循环冷却水系统的基本工艺流程：开式循环冷却水供水管→开式循环冷却水过滤器（如果有）→开式循环冷却水泵（如果有）→闭式循环冷却水热交换器（如果有）及各个冷却设备→开式循环冷却水回水管。

2. 开式循环冷却水泵的设置

（1）采用直流供水的湿冷机组，如闭式循环冷却水热交换器采用管式，辅机开式循环冷却水系统宜取消开式循环冷却水泵；如闭式循环冷却水热交换器采用板式，辅机开式循环冷却水系统宜设置开式循环冷却水泵。

（2）主机凝汽器循环冷却水采用湿冷通风塔冷却供水的湿冷机组，辅机开式循环冷却水系统宜设置开式循环冷却水泵。当回水至冷却塔集水池时，也可不设开式循环冷却水泵。

（3）采用单独辅机循环冷却水湿冷塔的空冷机组，开式循环冷却水泵宜与水工循环水泵合并设置。

（4）开式循环冷却水泵宜设置两台（100%容量），一台运行，一台备用。

3. 滤水器的设置

（1）开式循环冷却水系统宜设置具有自动反冲洗功能的电动滤水器。电动滤水器通常布置在开式循环冷却水取水口后，对设置开式循环冷却水泵的系统应设置在开式循环冷却水泵的入口侧。

（2）如果开式循环冷却水的水质很差，特别是直流供水的电厂，建议设置两台并列运行的 100%容量自动反冲洗滤水器，一台运行，一台备用。

（3）当设置单台开式循环冷却水滤水器时，需要考虑设置旁路管道，用于在滤水器检修时短时备用。

4. 清洗设备的设置

当开式循环冷却水取自直流供水系统，且海水或江水中的杂质较多时，闭式循环冷却水热交换器一般采用管式，根据水质情况可设置胶球清洗系统对管式换热器进行定期清洗。每台机组 2 台管式闭式循环水热交换器设置 1 套胶球清洗系统，系统包括 1 台胶球泵、1 个装球室、1 个收球网。

（二）闭式循环冷却水系统

1. 闭式循环冷却水系统的工艺流程

闭式循环冷却水的基本工艺流程：从闭式循环冷却水膨胀水箱→闭式循环冷却水泵→闭式循环冷却水热交换器→各个辅机冷却设备→闭式循环冷却水泵入口，所形成的闭式循环回路。

2. 闭式循环冷却水泵的设置

闭式循环冷却水泵宜设置两台（100%容量），一台运行，一台备用。

3. 闭式循环冷却水热交换器的设置

闭式循环冷却水热交换器宜设置 2 台（65%容量）。

4. 膨胀水箱的设置

闭式循环冷却水系统宜设置 1 台闭式循环冷却水膨胀水箱。

5. 调节阀的设置

调节阀一般设置在大水量且需严格控制被冷却介质温度的辅机设备冷却水回水管道上，如冷油器、发电机定子水冷却器、发电机氢气冷却器、发电机密封油冷却器等，用于调节通过冷却器的冷却水流量，进而控制被冷却介质的温度。

当辅机厂家要求冷却水压力不能高于被冷却介质压力时，可在辅机设备冷却水进水管侧安装自力式减压阀。

二、典型的系统方案

（一）全开式循环冷却水系统

（1）以淡水为辅机冷却水源，且不需处理时，所有辅机设备均采用开式循环冷却水冷却。

（2）大部分辅机设备的开式循环冷却水由开式循环冷却水泵升压后提供。其基本工艺流程：开式循环冷却水供水管→开式循环冷却水过滤器→开式循环冷却水泵→各个冷却设备→开式循环冷却水回水管。

（3）部分大流量、阻力低的辅机设备（如主机冷油器等）的开式循环冷却水可直接取自主机凝汽器循环冷却水供水管，不需开式循环冷却水泵升压。其基本工艺流程：开式循环冷却水供水管→开式循环冷却水过滤器→各个冷却设备→开式循环冷却水回水管。

（二）与闭式循环冷却水系统相结合的开式循环冷却水系统

1. 设置开式循环冷却水泵的系统

以海水、再生水或需处理的淡水为辅机冷却水源，主机凝汽器循环冷却水采用湿冷塔循环冷却时，大部分设备采用闭式循环冷却水冷却，部分设备采用开式循环冷却水冷却（真空泵等）。其基本工艺流程：开式循环冷却水供水管→开式循环冷却水过滤器→开式循环冷却水泵→闭式循环冷却水热交换器及个别冷却设备→开式循环冷却水回水管。

2. 不设置开式循环冷却水泵的系统

以海水或需处理的江、河水为辅机冷却水源，主机凝汽器循环冷却水采用直流供水时，大部分设备采用闭式循环冷却水冷却，部分设备采用开式循环冷却水冷却（如真空泵等）。其基本工艺流程：开式循环冷却水供水管→开式循环冷却水过滤器→闭式循环冷却水热交换器及个别冷却设备→开式循环冷却水回水管。

（三）与开式循环冷却水系统相结合的闭式循环冷却水系统

以海水或再生水作为辅机冷却水源时，除闭式循环冷却水热交换器及水环式真空泵采用开式循环冷却水外，所有辅机设备均采用闭式循环冷却水冷却；以淡水作为辅机冷却水源，但需处理时，部分辅机设备采用闭式循环冷却水冷却（对冷却水质要求较高的如旋转机械的轴承冷却水），部分辅机设备冷却水用开式循环冷却水冷却（如发电机定子水冷却器、发电机氢气冷却器、汽轮机润滑油冷却器等大流量冷却水设备）。系统基本工艺流程：闭式循环冷却水膨胀水箱→闭式循环冷却水泵→闭式循环冷却水热交换器→部分辅机冷却设备→闭式循环冷却水泵入口。

（四）全闭式循环冷却水系统

空冷机组辅机冷却水采用单独空冷塔冷却时，水质为除盐水，所有辅机设备均采用闭式循环冷却水冷却。考虑辅机空冷塔散热原件的承压能力及主厂房设备冷却系统的承压能力，闭式循环冷却水泵宜设置在厂区空冷塔出口，闭式循环冷却水箱设置在闭式循环冷却水泵入口。系统基本工艺流程：闭式循环冷却水膨胀水箱→闭式循环冷却水泵→每个辅机冷却设备→空冷塔→闭式循环冷却水泵入口。

三、系统设计应注意的问题

1. 发电机氢气冷却器冷却水泵的设置

在通常情况下，发电机氢气冷却器的冷却水可由开式或闭式循环冷却水泵供给。但在以下情况下可能需要单独设置发电机氢气冷却器冷却水泵：

（1）发电机氢气冷却器要求的冷却水压力高于其他换热设备（由于布置标高等因素），为此而提高开

式循环冷却水泵的扬程在技术和经济上不合理。

（2）在机组启动期间，为了防止氢气温度过低而要求冷却水温度必须高于某一数值。在寒冷地区冬季的冷却水温度可能很低，不能满足发电机氢气冷却器对冷却水温度的要求。

为了在机组启动期间为发电机氢气冷却器提供较高温度的冷却水，由于在汽轮机冲转之前凝汽器循环水系统已投入，凝汽器循环水排水温度将会提高，发电机氢气冷却器冷却水泵可由凝汽器循环水的排水管道吸水。冷却水供水管加切换阀，在机组正常运行后参数满足运行要求时，切换至冷却水母管供水，发电机氢气冷却器冷却水泵停运。

2. 开式循环冷却水系统的供给范围

开式循环冷却水系统的供给范围以下列技术经济条件为依据：

（1）开式循环冷却水水质满足换热设备（和/或其他用水处）的要求，或者通过技术经济比较认为是合理的。

（2）换热设备（和/或其他用水处）不需要有“除盐水品质”的冷却水。

（3）换热设备（和/或其他用水处）需要大量的冷却水。

（4）需要的冷却水温度已超出闭式循环冷却水系统所能提供的范围，例如，真空泵要求较低的冷却水温度，闭式循环冷却水系统往往不能满足要求。

如果开式循环冷却水系统采用地表水或地下水水质较好，可满足大部分换热设备对水质的要求，开式循环冷却水系统的供给范围宜尽量扩大。如果开式循环冷却水系统采用海水、近海河水或水质较差（具有腐蚀性的城市中水或含有泥沙的河水），除闭式循环冷却水热交换器必须采用开式循环冷却水外，其他换热设备（如汽轮机润滑油冷却器等）是否采用开式循环冷却水应与设备制造厂配合通过技术经济比较确定。

3. 闭式循环冷却水系统的供给范围

通常，机组需要的冷却水可由开式循环冷却水系统和闭式循环冷却水系统供给。闭式循环冷却水系统的供给范围以下列技术经济条件为依据：

（1）开式循环冷却水水质满足换热设备的要求，或者通过技术经济比较认为是合理时，应由开式循环冷却水系统供给，其他换热设备的冷却水由闭式循环冷却水系统供给。

（2）换热设备需要有“除盐水品质”的冷却水，或者开式循环冷却水为海水或水质不能满足要求，且通过技术经济比较认为不宜采用开式循环冷却水的换热设备（闭式循环冷却水热交换器除外），可由闭式循环冷却水系统供给。

（3）如果开式循环冷却水系统采用地表水或地下水水质较好，可满足换热设备对水质的要求，宜尽量扩大开式循环冷却水系统的供给范围，缩小闭式循环冷却水系统的供给范围。这是因为开式循环冷却水具有较低的温度（与闭式循环冷却水比较），可以减小换热设备的换热面积。同时，闭式循环冷却水系统供给范围小，可减少系统的泄漏量，从而减少除盐水（凝结水）的损失。

4. 事故备用水源的设置

为了保证在闭式循环冷却水系统事故停运（厂用电源故障或其他故障）时使机组安全停下，某些换热设备可能需要备用水源。为了提供备用水源，需要设置闭式循环冷却水事故备用水泵或其他设施。事故备用水泵应由保安电源供电，并有可靠的供水水源。

应根据有关制造厂的要求确定换热设备需要的备用水源。通常，亚临界强制循环锅炉的炉水循环泵需要备用水源。该备用水源系统的设置可采用以下方式：

（1）设置事故备用泵。一般自凝结水补给水箱吸水，供水至锅炉强制循环泵冷却水供水母管（止回阀后）。回水仍采用原有回水管，即回水进入闭式循环冷却水系统。

（2）设置高位水箱。在正常运行时由系统向水箱供水（或到锅炉强制循环水泵的冷却水通过高位水箱），并保持正常水位。水箱容积应满足锅炉强制循环水泵在安全停运期间需要的冷却水量（锅炉停运后需要继续供给冷却水的时间由锅炉制造厂提供）。水箱安装的高度根据锅炉强制循环水泵要求的冷却水压力确定。

如主机制造厂有特殊要求，可能还有其他需要备用水源的换热设备。例如，某些制造厂的600MW汽轮机机组为了保证在停运时润滑油的温度，要求继续为润滑油冷却器提供冷却水（至少30min），这时应根据需要统一考虑备用水源系统的设置，一般宜设置事故备用水泵。

5. 公用设备冷却水的供给

冷却水系统一般为单元制。当公用设备（如空气压缩机、集中控制室空调系统）由开式或闭式循环冷却水系统提供冷却水时，应考虑在机组停运时有其他来源。一般可将这些设备的冷却水管道与两台机组的闭式循环冷却水系统相连或者由其他来源提供。

6. 闭式循环冷却水升压泵的设置

如果系统中个别换热设备需要的闭式循环冷却水压力比其他需要高得较多（如亚临界锅炉强制循环水泵及超临界锅炉启动循环水泵），仅因此需要而提高整个系统运行压力将使系统运行的经济性降低。这时可按多数需要选择闭式循环冷却水泵的扬程，而对个别换热设备设置升压设备，可采用串联管道泵或通用水泵。

7. 冷却水压力高于被冷却介质压力

当辅机制造厂要求冷却水压力不能高于被冷却介质压力时，可在辅机设备冷却水进水管侧安装自力式减压阀。其冷却水回水压力稍低，对于开式循环冷却水系统，可直接引至循环水回水管。全闭式循环冷却水系统，回水可直接引至闭式循环冷却水水工回水管；与开式循环冷却水相结合的闭式循环冷却水系统，回水可直接引至闭式循环冷却水泵入口较近处。

第三节　联　锁　条　件

一、开式循环冷却水泵的联锁

（1）开式循环冷却水泵的启动可在集中控制室手动操作，正常运行时，一台运行，一台备用。若运行泵故障跳闸或出口供水母管压力低于整定值，备用泵自动启动。

（2）开式循环冷却水泵备用联锁投入，泵出口阀联锁开启；备用联锁解除，泵停止后，出口阀联锁关闭。

二、开式循环冷却水电动滤水器

（1）开式循环冷却水电动滤水器可采用由制造厂配套提供的 PLC 控制，也可接入 DCS 系统控制，系统能够按照投运程序自动运行和手动运行。

（2）至 DCS 系统的接口信号包括程序控制启动、停止、程序中断、压差大报警、故障报警等。

（3）反冲洗的优先级由低到高：

1）按设定的时间自动开启排污阀，进行自动反冲洗；

2）当滤网压差达到设定值时，联锁开启排污阀；

3）运行人员手动强制开启排污阀。

三、闭式循环冷却水膨胀水箱水位的调节

闭式循环冷却水膨胀水箱上设置三个水位开关（低、高和低低），调节补充水管道上补水调节阀的开度，以控制水箱的水位。

当水位升高至高水位时，高水位开关动作，并在集中控制室报警，同时联锁关闭补水调节阀；当水位降到低水位时，低水位开关动作，并在集中控制室报警，同时开启补水调节阀向水箱补水；当水位继续下降到低低水位时，低低水位开关动作，并在集中控制室报警，同时联锁闭式循环冷却水泵跳闸。

四、闭式循环冷却水泵的联锁

（1）闭式循环冷却水泵的启动可在集中控制室手动操作，正常运行时，一台运行，一台备用。若运行泵故障跳闸或出口供水母管压力低于整定值，备用泵自动启动。

（2）泵的进口滤网装有压差开关，当滤网前后压力超过整定值时，在集中控制室报警。

（3）当闭式循环冷却水膨胀水箱水位处于低低水位时，运行泵跳闸，但备用泵不联动。

（4）闭式循环冷却水泵备用联锁投入，泵出口阀联锁开启；备用联锁解除，泵停止后，出口阀联锁关闭。

五、闭式循环冷却水流量及温度控制

（1）闭式循环冷却水流量通过闭式循环冷却水热交换器出口的调节阀控制，此阀后设置压力测点，根据阀后压力来调节调节阀的开度。

（2）闭式循环冷却水温度可通过闭式循环冷却水热交换器的旁路调节阀调节。当闭式循环冷却水热交换器的闭式循环冷却水出口温度低于设计出口温度时，开启旁路调节阀，使部分闭式循环冷却水直接通过旁路管道接至闭式循环冷却水热交换器出口管道上，以提升出口闭式循环冷却水温度，适应各个工况的需要；也可通过控制闭式循环冷却水热交换器的开式循环冷却水流量进行粗调。

当闭式循环冷却水热交换器的闭式循环冷却水出口温度高至整定值时，在集中控制室报警，同时开启备用闭式循环冷却水热交换器增加换热面积。

六、需要调节水温的冷却器调节

汽轮机润滑油冷却器、发电机氢气冷却器、发电机定子水冷却器等需要比精确温度控制的冷却水温度超过整定值时，在集中控制室报警，并全开有关冷却器进出口的流量调节阀。

第四节　设　计　计　算

一、开式循环冷却水流量计算

开式循环冷却水流量包括：

（1）各个冷却设备的冷却水流量。应根据冷却水的最高温度由设备制造厂计算并提供；被冷却辅机设备有备用且可能同时运行时，宜同时考虑备用设备的冷却水流量。

（2）闭式循环冷却器（如果有）的冷却水流量。由闭式循环冷却器制造厂根据闭式循环冷却水流量、温度及开式循环冷却水温度计算得出。

（3）开式循环冷却水总流量。各个冷却设备的冷却水流量之和加上闭式循环冷却器的冷却水流量。

二、开式循环冷却水泵选型计算

1. 开式循环冷却水泵流量

单台水泵的容量不小于机组最大冷却水量的110%。

2. 开式循环冷却水泵扬程

开式循环冷却水泵扬程为下列各项之和：

（1）按最大冷却水流量计算的系统管道最大阻力，另加20%的裕量。

（2）开式循环冷却水滤水器阻力。

（3）系统中被冷却设备中阻力最大的设备的阻力。

（4）最高用水点和开式循环冷却水泵中心线间的静压差。

（5）开式循环冷却水取水点与开式循环冷却水排水点间的压差，取负值。

三、闭式循环冷却水流量计算

（1）闭式循环冷却水流量为闭式循环冷却水系统所有被冷却辅机设备在闭式循环冷却水最高水温时的最大冷却水用量之和，辅机冷却水用量由设备制造厂计算并提供。

（2）被冷却辅机设备有备用且可能同时运行时，要同时考虑备用设备的冷却水流量。

四、闭式循环冷却水泵选型计算

1. 闭式循环冷却水泵流量

单台水泵的容量不小于机组最大冷却水量的110%。

2. 闭式循环冷却水泵扬程

闭式循环冷却水泵扬程为下列各项之和：

（1）按最大冷却水流量计算的系统管道最大阻力，另加20%的裕量。

（2）闭式循环冷却水热交换器阻力。

（3）系统中被冷却设备中阻力最大的设备的阻力。

（4）最高用水点和闭式循环冷却水泵中心线间的静压差。

五、闭式循环冷却水膨胀水箱容积计算

运行中，系统内的水容积由于介质温度的升高而变化，膨胀水箱的容积应适应水容积的变化。系统水容积的变化以系统预期的最高温度和预期的最低温度（或最低环境温度，但不低于0℃）为基础进行计算。

1. 系统中水容积的变化

系统中水容积的变化按式（18-1）计算，即

$$\Delta V = V(v_h/v_c - 1) \tag{18-1}$$

式中　ΔV——系统中水容积的变化，m^3；

V——系统容积（包括系统的全部管道、阀门、换热设备等存水容积），m^3；

v_h——在最高的系统温度时的热态水的比体积，m^3/kg；

v_c——在最低的预期系统温度或最低的环境温度（但不低于0℃）下的冷态水的比体积，m^3/kg。

系统容积（注：系统容积是指系统的存水容积而不是循环流量）的计算较为繁琐，除了管道、阀门的管径和长度可根据系统的布置进行计算外，换热设备的水容积往往不易收集到准确资料。对于新设计的闭式循环冷却水系统，应注意收集制造厂资料，以便准确计算系统容积。预期的最高系统温度是指系统运行时可能达到的最高温度。预期的最低系统温度可取系统的注水温度或环境温度。液体的比体积可根据系统运行压力和温度从水蒸气表中查取。

2. 膨胀水箱的容积

膨胀水箱的容积除应满足系统水容积变化（ΔV）的要求外，还需要考虑以下因素：

（1）为了能够安装水位控制和报警装置，在膨胀水箱最低水位以下保留大约150mm的高度，在最高水位以上保留大约150mm的高度。

（2）在膨胀水箱最高水位和最低水位之间的水箱容积应适应系统容积的变化，即在水箱高度上、下各减去150mm后计算的容积大于系统容积的变化ΔV，如图18-1所示。

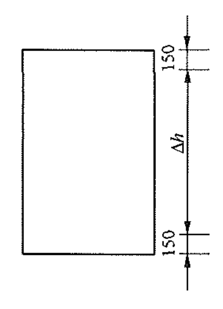


图18-1　圆形立式水箱（单位：mm）

（3）最终确定膨胀水箱容积时，应考虑水箱的系列，尽量选取典型设计的标准水箱。

在考虑以上因素后，即可确定膨胀水箱的外形尺寸和容积（以圆形立式水箱为例）：

水箱截面积为

$$A = \pi R^2 \tag{18-2}$$

式中　A——水箱截面面积，m^2；

R——水箱半径（内），m。

相应于ΔV需要的水箱高度为

$$\Delta h = \Delta V/A = \Delta V/\pi R^2 \tag{18-3}$$

式中　Δh——系统中水容积变化需要的水箱高度，m；

ΔV——系统中水容积的变化，m³。

水箱的总高度为

$$H=\Delta h+2h \tag{18-4}$$

式中 H——水箱总高度，m；

h——考虑装设仪表及最低水位预留的高度，m，通常取 $h=0.15$m。

需要的水箱容积为

$$V=AH \tag{18-5}$$

式中 V——水箱计算容积，m³。

在计算出水箱容积后可根据水箱的系列或典型图纸选择采用的水箱容积。

第五节 设 备 选 型

一、开式循环冷却水泵

（1）开式循环冷却水泵宜采用卧式双吸泵，流量较大、扬程较低，接口为水平进、水平出。

（2）开式循环冷却水泵的流量与扬程的性能曲线（q-H 曲线）应当变化平缓，从额定运行点到关闭点的扬程升高值应不超过设计点扬程的20%。

（3）对应不同的水质，水泵应选用相应的材质。若开式循环冷却水为江水或河水或城市再生水，水泵与水接触部分的材料用一般的不锈钢；若循环冷却水为海水，则水泵与水接触的部件必须用耐海水腐蚀的材料。

二、滤水器

（1）滤水器宜为立式、电动自动反冲洗形式，设计流量宜与开式循环冷却水泵一致。

（2）对应不同的水质，滤水器应采用不同的材质，若开式循环冷却水为江水或河水或城市再生水，滤水器的滤芯材料用一般的不锈钢；若循环冷却水为海水，滤水器的滤芯部件必须用耐海水腐蚀的材料。

三、闭式循环冷却水泵

（1）闭式循环冷却水泵宜采用卧式双吸泵，接口为水平进、水平出。

（2）闭式循环冷却水泵的流量与扬程的性能曲线（q-H 曲线）应当变化平缓，从额定运行点到关闭点的扬程升高值宜不超过设计点扬程的25%。

四、闭式循环冷却水热交换器

（1）闭式循环冷却水热交换器宜设置两台，每台的换热面积为总需要换热面积的65%。总换热面积应以一次水（开式循环冷却水）的最高计算温度和最大闭式循环冷却水流量进行计算确定，这样可满足全年多数时间只需一台运行，一台备用，仅少数时间需要两台运行。闭式循环冷却水热交换器的设计温度端差一般可取 5℃。经各换热设备后闭式循环冷却水的温度升高可取9℃左右。

（2）闭式循环冷却水热交换器可采用管壳式或板式。当开式循环冷却水中的悬浮物较多且粒度较大时，宜采用管壳式，并设置胶球清洗系统。板式热交换器具有结构紧凑、占地面积（空间）小、设备基础简单、检修拆装方便，且不需要大型起吊设施、传热效率高等优点，在条件合适时宜优先选用。

（3）当开式循环冷却水为海水、再生水或其他具有腐蚀性水质时，热交换器应采用可防止腐蚀的材料。闭式循环冷却水热交换器的管材宜与主机凝汽器一致。

五、闭式循环冷却水膨胀水箱

（1）闭式循环冷却水膨胀水箱按常压容器设计，可采用立式或卧式，一般为圆形立式水箱。

（2）膨胀水箱的容积应根据闭式循环冷却水系统水容积随温度变化的大小来确定，在系统运行时不会发生溢流，也不会发生高、低水位报警动作或者自动补水调节阀频繁动作。

六、系统组件选型

1. 冷却水流量调节阀的选择

冷却水流量调节阀宜设置在冷却水回水管路上，通过调节冷却水流量来控制被冷却设备的被冷却介质的温度。阀门根据被冷却设备的被冷却介质的温度信号进行控制、调节。

冷却水流量调节阀宜采用气关式调节阀，宜连续调节，选择线性流量特性的调节阀，泄漏等级宜采用ANSI/FCI 70-2—2006 Ⅳ级标准。冷油器等对被冷却介质低温有限制的冷却水流量调节阀故障时应保位锁定；其他对于无低温限制的冷却水流量调节阀故障时应开启。

2. 阀门材料

阀门材质应满足水质特性要求，当开式循环冷却水为海水时，开式循环冷却水管路上的阀门应采用耐海水腐蚀的阀门。

3. 阀门形式

大口径阀门（大于DN400）宜采用蝶阀。

4. 管子、管材、管件

（1）管子、管材、管件的类别应根据管内介质的性质、参数及在各种工况下运行的安全性和经济性进行选择。

（2）开式循环冷却水母管压力较低，且规格较大，可采用焊接钢管。

（3）管道选择时应符合下列标准：

1）GB/T 3087《低中压锅炉用无缝钢管》。

2）SY/T 5037《低压流体输送管道用螺旋缝埋弧焊钢管》。

3）GB/T 3091《低压流体输送用焊接钢管》。

（4）当开式循环冷却水的水源为有腐蚀性的水质时，管道应进行防腐处理。大口径管道的防腐处理可以在内部涂环氧树脂或聚乙烯等防腐材料；或者采用装设“阴极保护”进行管道的保护。采用海水或腐蚀性严重的水质为水源时，可同时采用防腐涂层和阴极保护措施。无法进行内部涂层或设置阴极保护措施的小口径管道，宜根据水质情况采用不锈钢管道或钢塑复合管。管道的防腐处理宜与水工专业在全厂循环冷却水管道采取的方法一致。

第六节 布 置 设 计

一、布置原则和基本要求

1. 设计原则

（1）设计输入资料包括：

1）冷却水系统图。

2）制造厂提供的系统相关设备的资料，包括设备外形图、接口图、安装检修要求等。

3）主厂房的相关土建结构及建筑资料。

（2）管道布置应满足系统流程图及工艺的要求。系统布置紧凑，节约占地；设备及阀门布置应满足便于操作和维护的要求。

（3）开式循环冷却水管道布置宜短捷，尽量降低管道压损。

（4）水泵的布置应满足设备必需汽蚀余量（$NPSH_r$）的要求，并留有适当裕量。

2. 具体要求

（1）设备布置时应根据设备自身的检修维护特点，设置必要的检修维护起吊设施。

（2）排污管道的安装坡度不应小于 0.003，其他管道的安装坡度不应小于 0.002。

（3）流量测量装置前后应有一定长度的直管段。直管段长度按 DL/T 5054—2016《火力发电厂汽水管道设计规范》中 6.2.12 选取。

二、常见的布置和安装形式

1. 开式循环冷却水系统

（1）开式循环冷却水系统的设备通常布置在汽机房 0m 靠近 A 排侧。开式循环冷却水的进、回水母管进出厂房部分布置在汽机房 0m 以下，采用直埋管道，便于回水通畅。主厂房内管道条件许可宜架空布置。

（2）电动滤水器通常布置在开式循环冷却水取水口后，设置开式循环冷却水泵的系统应将电动滤水器设置在水泵的入口侧。

2. 闭式循环冷却水系统

（1）闭式循环冷却水系统的设备通常布置在汽机房 0m、机头侧靠近 B 排侧，与开式循环冷却水系统的设备就近。膨胀水箱布置在除氧间加热器层或除氧器层。闭式循环冷却水管道一般采用架空布置。

（2）两台闭式循环冷却水泵并排或顺列布置，共用一套电动葫芦。

三、系统设计应注意的问题

1. 开式循环冷却水系统

（1）开式循环冷却水系统的设备宜集中布置，减少管道沿程阻力。

（2）滤水器需经常排污，滤水器的布置位置应便于污水排放。

（3）开式循环冷却水泵电动机的检修、滤水器抽芯子检修应有足够的检修空间。

（4）两台开式循环冷却水泵宜并排或顺列布置，可共用一套电动葫芦。

2. 闭式循环冷却水系统

（1）闭式循环冷却水泵、闭式循环冷却水热交换器与开式循环冷却水系统的设备集中布置，以减少开式循环冷却水管道沿程阻力，降低开式循环冷却水泵的扬程。

（2）汽机房闭式循环冷却水的用户较多、用水量较大，闭式循环冷却水主要设备宜布置在汽机房 0m，以降低闭式循环冷却水母管的长度，减少大管径管道的工程量。

（3）闭式循环冷却水膨胀水箱应布置在高位，保证其正常液位高于所有闭式循环冷却水用户的标高。

（4）闭式循环冷却水膨胀水箱溢流管道要排水通畅，并宜回收利用。

（5）设备的检修空间应满足闭式循环冷却水泵电动机、换热器等设备的检修。

第十九章

主厂房疏放水系统设计

第一节　系　统　说　明

一、设计范围及内容

（一）设计范围

（1）从辅助蒸汽管道的疏放水点至辅助蒸汽疏水母管或疏水扩容器。

（2）水管道和设备的放水、放气点，以及蒸汽管道的放气点至主厂房内有压或无压放水母管。

（3）辅助蒸汽疏水母管、无压放水母管、有压放水母管（至接收疏放水设备的接口或与外专业在主厂房的设计分界处）。

（4）辅助蒸汽疏水扩容器和汽机房集水坑排污泵的选型设计。

（二）设计内容

（1）主厂房内无压放水母管、有压放水母管、辅助蒸汽疏水母管的设计。

（2）管道放气点装置的设计。

（3）辅助蒸汽管道疏放水点装置的设计。

（4）水管道放水点装置的设计。

（5）辅助蒸汽疏水扩容器容积的选择和排水泵流量、扬程的选型。

二、系统功能

（一）无压放水系统

无压放水系统应满足机组停运、检修或水压试验等要求，将中低压汽水管道及设备、高压给水系统0m附近的管道中的存水，经过排水漏斗至无压放水母管排至汽机房集水坑或主厂房外。

（二）有压放水系统

有压放水系统应满足机组停运或检修要求，同时考虑安全因素，对于高压给水管道和高压加热器水侧的放水，直接接入有压放水母管并排至锅炉疏水（排污）扩容器或其他扩容器。高压给水系统水压试验放水也可通过该系统排放。

（三）辅助蒸汽疏水系统

辅助蒸汽疏水系统回收辅助蒸汽系统启动暖管和运行时，蒸汽在设备或管道内停滞所形成的凝结水，各疏水点的疏水直接汇集至辅助蒸汽疏水母管或辅助蒸汽疏水扩容器。根据水质的不同，可接至凝汽器回收或排至锅炉疏水（排污）扩容器。对于直接空冷机组，冬季启动有防冻要求时，辅助蒸汽启动疏水宜排至锅炉疏水（排污）扩容器。

三、主要设计原则

（一）设计输入

（1）相关汽水系统疏水、放水、放气点的设置要求。

（2）设备放水、放气的要求。

（3）辅助蒸汽疏水的回收要求。

（4）接收有压放水、无压放水和辅助蒸汽疏水的设备或系统要求。

（二）设计参数

1. 无压放水母管

（1）设计压力：0.6MPa。

（2）设计温度：60℃。

（3）设计流速：0.5～0.85m/s。

2. 有压放水母管

（1）设计压力：4MPa。

（2）设计温度：200℃。

（3）设计流速：2～3m/s。

3. 辅助蒸汽疏水母管

（1）不设置辅助蒸汽扩容器。

1）设计压力：同辅助蒸汽参数。

2）设计温度：设计压力对应的饱和温度。

3）设计流速：2～3m/s。

（2）设置辅助蒸汽扩容器，扩容器前管道。

1）设计压力：同辅助蒸汽参数。

2）设计温度：设计压力对应的饱和温度。

3）设计流速：2～3m/s。

（3）设置辅助蒸汽扩容器，扩容器后管道。

1）设计压力：0.4MPa。

2）设计温度：120℃。

3）设计流速：<1m/s。

4. 疏水、放水和放气点

（1）最后一个隔离阀及其以前的管道，按所连接管道相同的设计参数选取。

（2）最后一个隔离阀以后的管道，按接收母管的设计参数选取。

第二节 常见系统设计方案

一、系统方案拟定

（一）无压放水系统

（1）无压放水系统宜采用单元制。

（2）各放水、放气管道应通过排水漏斗接入无压放水母管。

（3）无压放水系统宜采用集中大型漏斗分区域汇集放水。

（4）可在主厂房各层需要处集中设置高位漏斗，其排水接入 0m 层处设置的排水漏斗，再接入无压放水母管。

（5）无压放水母管根据主厂房布置，宜拟定 1 个或多个排出系统，可接至汽机房集水坑或主厂房外。

（6）排水漏斗后的管道规格比进入漏斗的管道总流通面积对应的管道规格大 1～2 级。

（二）有压放水系统

（1）有压放水系统宜采用单元制。

（2）各放水点宜单独接入有压放水母管。

（3）有压放水母管宜接至锅炉疏水（排污）扩容器。

（三）辅助蒸汽疏水母管

（1）辅助蒸汽疏水母管宜采用单元制，也可采用母管制。

（2）辅助蒸汽疏水系统有以下两种设计模式：

1）设置辅助蒸汽疏水扩容器。辅助蒸汽管道的各疏水点接至辅助蒸汽疏水扩容器集管，进入扩容器产生的蒸汽排入大气，水质合格时疏水接至凝汽器，水质不合格时疏水接至锅炉疏水（排污）扩容器或其他容器。为了保证凝汽器的真空，辅助蒸汽疏水也可仅排至锅炉疏水（排污）扩容器。

2）采用辅助蒸汽疏水母管。辅助蒸汽管道的各疏水点直接接入疏水母管。水质合格时疏水接至凝汽器，水质不合格时疏水接至锅炉疏水（排污）扩容器或其他容器。

（四）疏水、放水、放气形式

（1）公称直径大于或等于 PN40 的管道放水和放气阀应串联装设两个截止阀；公称直径小于或等于 PN25 的管道放水和放气阀应装设一个截止阀。

（2）用于水压试验的放气管道，可经关断阀后通过漏斗接入无压放水母管；蒸汽管道也可在水压试验后将放气管道及阀门割除，并将放气接头封堵。

（3）辅助蒸汽的经常疏水、启动疏水和放水装置应联合设置。可不单独设启动疏水，启动疏水和经常疏水的旁路合并，放水仍通过漏斗排出，见图 19-1。

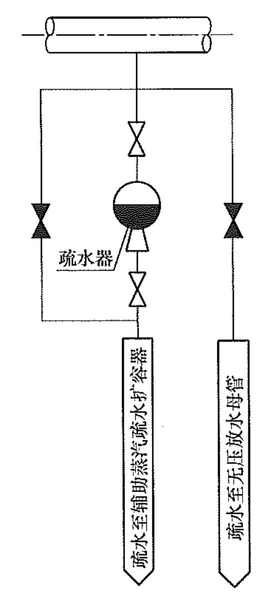


图 19-1 辅助蒸汽管道疏水点示意图

（4）辅助蒸汽的经常疏水器宜采用热动力式或机械式，不宜采用孔板式疏水装置。

（5）疏水器前后宜安装关断阀，便于疏水阀检修。

（6）疏水、放水和放气管道的公称通径应按 DL/T 5054—2016《火力发电厂汽水管道设计规范》中表 9.5.1-1 选取。

二、典型的系统方案

（一）无压放水母管

在汽机房靠近 A 列处单独设置 1 根直埋母管，排水可接至汽机房集水坑；在汽机房靠近 B 列处、除氧框架和锅炉范围的 3 根直埋母管汇集后接至机组排水槽。在中间层、运转层设置区域性大型漏斗，通过 0m 层的漏斗接至无压放水母管，如图 19-2 所示；或者在中间层、运转层设置高位无压放水母管接至机组排水槽或转注至 0m 层无压放水母管。

（二）有压放水母管

在主厂房内中间层或运转层下设置 1 根有压放水母管，高压给水、高压加热器水侧放水单独接入母管；有压放水母管接至锅炉疏水（排污）扩容器，如图 19-3 所示。

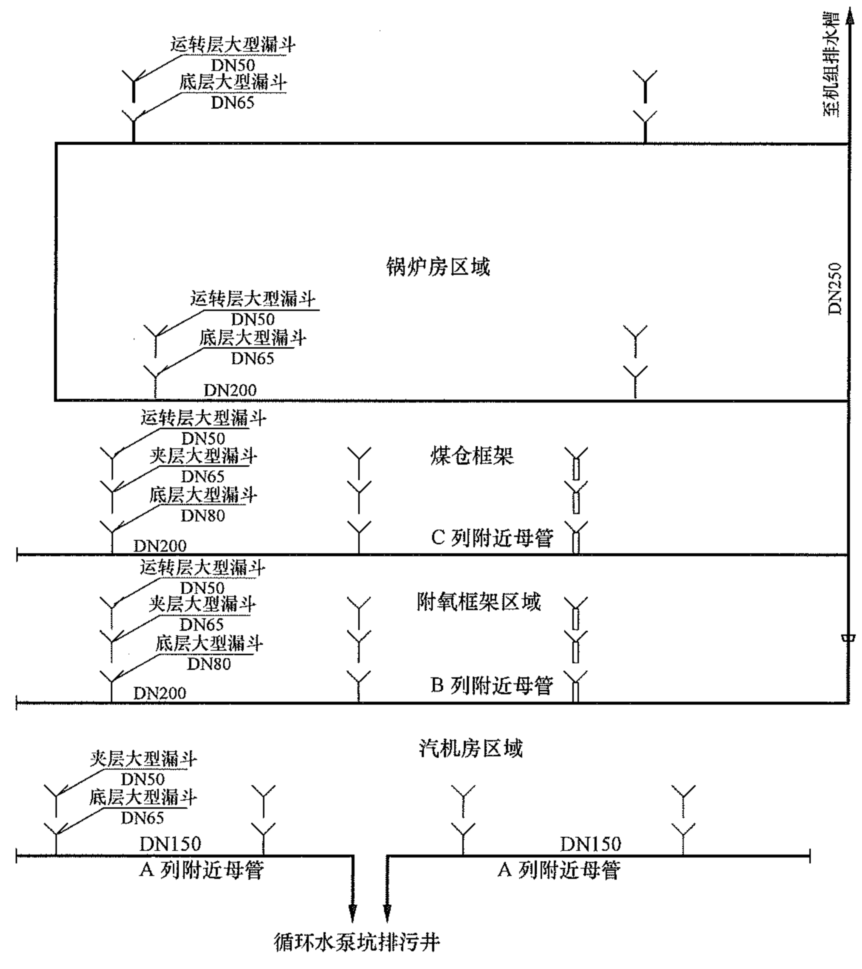


图 19-2　无压放水系统图

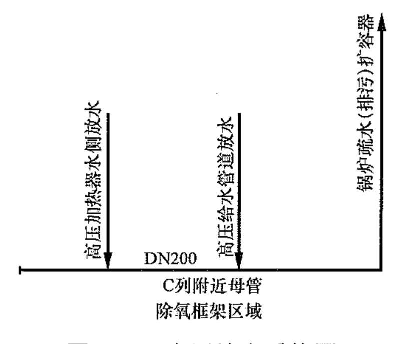


图 19-3　有压放水系统图

（三）辅助蒸汽疏水母管

（1）辅助蒸汽管道的各疏水点接到疏水扩容器集管，进入扩容器，扩容蒸汽排大气，水质合格时疏水接至凝汽器，水质不合格时疏水接至锅炉疏水（排污）扩容器。

（2）辅助蒸汽管道的各疏水点直接接入疏水母管。水质合格时疏水接至凝汽器，水质不合格时疏水接至锅炉疏水（排污）扩容器，如图 19-4 所示。

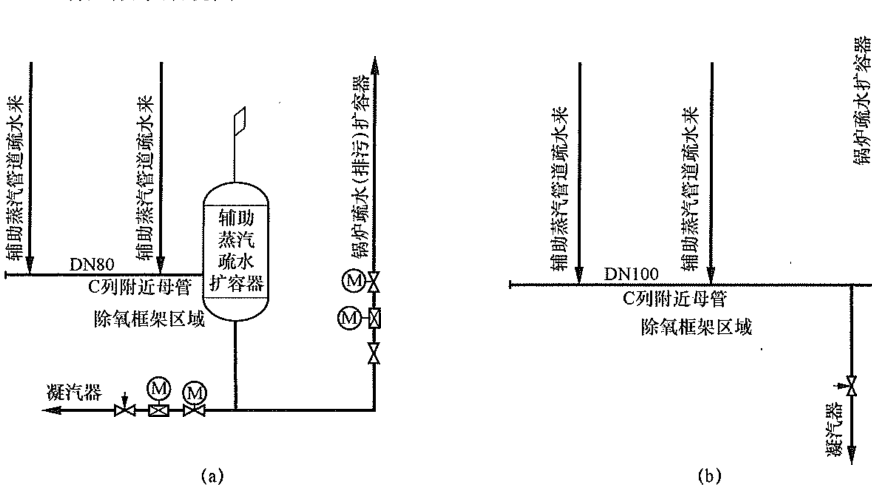


图 19-4　辅助蒸汽疏水系统

（a）设置扩容器；（b）不设置扩容器

三、系统设计应注意的问题

（1）接入凝汽器的辅助蒸汽疏水母管上靠近凝汽器的关断阀应采用真空阀门。

（2）不设置疏水扩容器时，疏水阀后的关断阀也应采用真空阀门。

第三节　联　锁　条　件

主厂房疏放水系统排污泵根据排污坑的液位运行，坑中液位达到低水位时启动排污泵；液位继续上升至高水位时，启动备用排污泵（若有）；坑中液位降至低低液位时，排污泵停止运行。

第四节　设　备　选　型

一、辅助蒸汽疏水扩容器

（一）设备形式选择

辅助蒸汽疏水扩容器形式宜为立式大气式扩容器。扩容器上方设排汽接口，下方设疏水接口；与筒壁成切线方向连接有疏水集管。

（二）设备数量选择

系统宜1台机组设置1台辅助蒸汽疏水扩容器。

（三）设备参数选择

（1）设计压力：0.4MPa。

（2）设计温度：辅助蒸汽设计温度。

（3）容积：应不小于$1.5m^3$。

（四）设备配置及选择应注意的问题

辅助蒸汽疏水扩容器材料采用Q245R或Q345R。

二、排污水泵

（一）设备形式选择

排污水泵宜为液下排水泵或自吸排水泵。

（二）设备数量选择

（1）汽机房循环水坑宜设置2台排污水泵，正常情况下运行1台，当机组启动排水量大时，2台水泵同时运行。

（2）其他集水坑若需设置排污水泵，可设置1台水泵。

（三）设备参数选择

（1）水泵扬程。根据排至接收处的水力计算确定，并考虑2～$3mH_2O$裕量。

（2）水泵流量。1台水泵的流量应满足进入排水集水坑的正常流量，2台水泵的流量应满足进入排水集水坑的最大流量。

（四）设备配置及选择应注意的问题

（1）设置2台排污水泵时，可设置为1台大容量和1台小容量；小容量水泵满足正常运行，小容量水泵和大容量水泵共同满足进入排水集水坑的最大流量。

（2）自吸排水泵入口应设置底阀。

第五节　布置与安装设计

一、设计原则

（1）管道布置应满足系统流程图及工艺要求。

（2）母管布置应简短顺畅，避免出现立Π形及U形。

（3）疏水、放水、放气小管道及阀门应统一规划布置，使维修操作方便，便于观察，整齐美观。

（4）全厂漏斗布置应统一规划，布置在易于观察处，且不应妨碍检修维护通道。

二、具体要求

（1）有压放水母管和辅助蒸汽疏水母管应架空布置；无压放水母管宜直埋布置。

（2）在中间层及运转层下适当处宜设置无压放水集管，并排至0m漏斗后接至无压放水母管。

（3）连接在同一无压放水母管上的排水漏斗应布置在同一标高位置。漏斗出口离地面高度约为300mm。

（4）有压放水母管和辅助蒸汽疏水母管沿水流方向宜保证0.002的坡度；无压放水母管沿水流方向的坡度应按DL/T 5054—2016《火力发电厂汽水管道设计规范》中6.1.14自流管道的坡度计算公式确定。坡度的最小值可根据不同管道规格和阻力参考本章第六节确定。

（5）疏水、放水、放气小口径管道布置宜形成管排。管道支吊架设置应统一考虑，支吊架形式宜统一，对于相对位移量较小的管道可选用联合支吊架。

（6）放水、放气阀门宜集中错列布置，保证足够的阀门手轮空间。

（7）辅助蒸汽疏水阀宜靠近疏水集管布置。

（8）辅助蒸汽疏水阀出水管应从上方接入辅助蒸汽疏水母管。

（9）排水漏斗的进水管中心线应与出水管中心线适当偏装。

（10）设备放水应就近设置排水漏斗，便于检查设备排水。

（11）对于无法接入无压放水0m漏斗的放水点，其漏斗出口单独接到汽机房集水坑。

三、布置设计注意的问题

（1）应根据各区域中放水、放气点的数量规划布置漏斗。

（2）从管道位移较大处接出的疏水、放水管道应注意管道的补偿问题，需要时可设置弹簧支吊架。疏水、放水母管宜设置适当的固定约束。

（3）直埋的无压放水管道应注意防腐。

（4）无压放水管道穿结构坑壁，应提出密封要求。

（5）高压给水 0m 附近放水可直接插入无压放水母管，注意在无压放水母管上预留此接口，并在设计文件中说明应保证有压放水系统放水完成后再放水。

（6）无压放水母管坡度选取，应注意不宜使无压放水母管接入机组排水槽等处的埋深标高过低。

四、对其他专业的要求

（1）无压放水母管接入机组排水槽或汽机房集水坑时，如需穿结构坑壁应预留穿墙套管。

（2）穿越厂区道路的直埋无压放水管道埋深应与总图专业配合，防止压坏管道。

第六节 管道组成件的选择

一、管材的选择要求

（1）有压放水及辅助蒸汽疏水母管应采用无缝钢管，无压放水宜采用无缝钢管或低压流体输送用焊接钢管，材料选用碳钢。

（2）排水漏斗材料可选用 Q215A。

二、管道规格选择

无压放水母管管径应根据机组容量和管道的坡度及管系阻力统一考虑选取，采取直埋布置时，其管道壁厚宜考虑 2mm 的腐蚀余量。有压放水母管和辅助蒸汽疏水母管管径主要根据机组容量进行选取。疏水管道计算及典型规格如下：

1. 自流管道管径及坡度计算方法

无压放水自流管道管径的计算是基于水满管流动，且进出的流量不变，管道进口、出口和平均流速相同，按照系统的稳态机械能量平衡方程

$$(v_1^2/2g+H_1+p_1/\rho g)-(v_2^2/2g+H_2+p_2/\rho g)=v^2/2g\times(\lambda L/D_\mathrm{i}+\sum\xi) \quad (19\text{-}1)$$

式中 v_1、v_2、v——管路入口和出口处及管道平均流速，m/s；

H_1、H_2——管路入口和出口处的标高，m；

p_1、p_2——管路入口和出口处的压力，Pa；

ρ——液体的密度，kg/m³；

g——重力加速度，m/s²，取 9.81；

λ——管道摩擦系数；

L——管道总展开长度，m；

D_i——管道内径，m；

$\sum\xi$——管道总局部阻力系数。

在设计中假定流速基本不变，且管道进、出口均通大气，压力相同，式（19-1）可以简化为

$$H_1-H_2=v^2/2g\times(\lambda L/D_\mathrm{i}+\sum\xi) \quad (19\text{-}2)$$

即可求出管道的内径

$$D_\mathrm{i}=\lambda L/[2g\times(H_1-H_2)/v^2-\sum\xi] \quad (19\text{-}3)$$

式（19-3）计算的管道内径是基于一定流速和管系阻力，能满足管道的自流要求的流速。H_1–H_2 表示进、出口管道标高的差值，对于无压放水管道可认为是由于坡度产生的高度，即为

$$H_1-H_2=iL \quad (19\text{-}4)$$

式中 i——管道的坡度。

如果管道的沿程阻力和局部阻力均用管道展开长度阻力表示，即为

$$\lambda L/D_\mathrm{i}+\sum\xi=\lambda bL/D_\mathrm{i} \quad (19\text{-}5)$$

式中 b——管道长度阻力的倍数。

将式（19-4）、式（19-5）代入式（19-2），可得

$$i=v^2/2g\times\lambda b/D_\mathrm{i} \quad (19\text{-}6)$$

式（19-6）说明自流管道的坡度与水的流速、管道内径和管系阻力有关，与 DL/T 5054—2016《火力发电厂汽水管道设计规范》中 5.1.16 自流管道的坡度计算表述的含义相同，只是式（5.1.16）未考虑管道附件和局部阻力。

2. 无压放水、有压放水、辅助蒸汽母管的典型规格

经计算和工程实践，各机组的无压放水、有压放水、辅助蒸汽母管的典型规格，见表 19-1。

表 19-1 管道典型规格

机组容量（MW）	无压放水母管	有压放水母管	辅助蒸汽母管
300	DN200	DN125	DN65
600	DN250	DN150	DN80
1000	DN300	DN200	DN100

3. 管道自流坡度

自流管道的坡度与水的流速、管道内径和管系阻力有关。式（19-6）中 b 倍管系阻力含义为整个管道及其附件的沿程阻力和局部阻力之和是管系中管道阻力的倍数。当不进行计算时，b 值可取为 2。

当 b=2、1.5、1.2 倍管系阻力时，不同平均流速和管径下能够自流的坡度见表 19-2～表 19-4。

表 19-2　$b=2$ 时不同平均流速下的坡度

管道规格		DN150	DN200	DN250	DN300	DN350
平均流速（m/s）	0.5	0.0036	0.0024	0.0018	0.0015	0.0012
	0.58	0.0048	0.0032	0.0024	0.0020	0.0016
	0.65	0.0060	0.0041	0.0031	0.0025	0.0021
	0.8	0.0091	0.0061	0.0046	0.0037	0.0031
	1.0	0.0143	0.0096	0.0072	0.0058	0.0049

注　表中阴影部分表示满足自流管道坡度在低于 0.0025 时，平均流速和管径对应值。

表 19-3　$b=1.5$ 时不同平均流速下的坡度

管道规格		DN150	DN200	DN250	DN300	DN350
平均流速（m/s）	0.5	0.0027	0.0018	0.0014	0.0011	0.0009
	0.58	0.0036	0.0024	0.0018	0.0015	0.0012
	0.65	0.0045	0.0030	0.0023	0.0019	0.0015
	0.8	0.0069	0.0046	0.0035	0.0028	0.0023
	1.0	0.0107	0.0072	0.0054	0.0044	0.0037

注　表中阴影部分表示满足自流管道坡度在低于 0.0025 时，平均流速和管径对应值。

表 19-4　$b=1.2$ 时不同平均流速下的坡度

管道规格		DN150	DN200	DN250	DN300	DN350
平均流速（m/s）	0.5	0.0021	0.0014	0.0011	0.0009	0.0007
	0.58	0.0029	0.0019	0.0015	0.0012	0.0010
	0.65	0.0036	0.0024	0.0018	0.0015	0.0012
	0.8	0.0055	0.0037	0.0028	0.0022	0.0019
	1.0	0.0086	0.0058	0.0043	0.0035	0.0029

注　表中阴影部分表示满足自流管道坡度在低于 0.0025 时，平均流速和管径对应值。

4. 自流管道流速

坡度为 0.0025、0.003、0.004 时，不同管道阻力下的最大自流流速见表 19-5～表 19-7。

表 19-5　坡度为 0.0025 时不同管道阻力下的流速　（m/s）

管道规格	DN150	DN200	DN250	DN300	DN350
2 倍管道阻力	0.42	0.51	0.59	0.65	0.72
1.5 倍管道阻力	0.48	0.59	0.68	0.76	0.83
1.2 倍管道阻力	0.54	0.66	0.76	0.84	0.92

表 19-6　坡度为 0.003 时不同管道阻力下的流速　（m/s）

管道规格	DN150	DN200	DN250	DN300	DN350
2 倍管道阻力	0.46	0.56	0.64	0.72	0.78
1.5 倍管道阻力	0.53	0.65	0.74	0.83	0.91
1.2 倍管道阻力	0.59	0.72	0.83	0.93	1.01

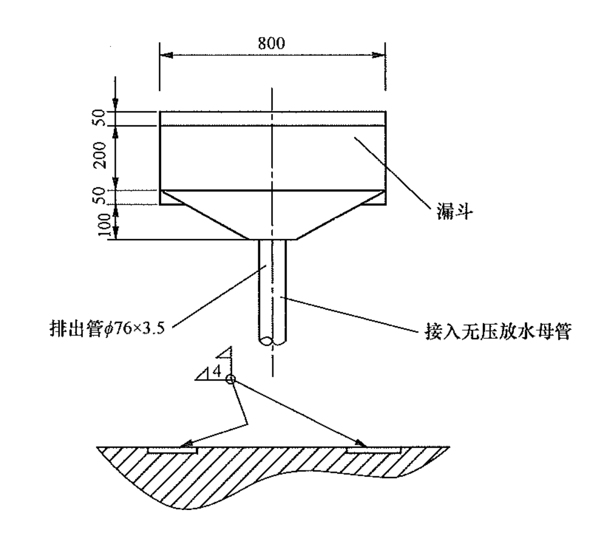
表 19-7　坡度为 0.004 时不同管道阻力下的流速　（m/s）

管道规格	DN150	DN200	DN250	DN300	DN350
2 倍管道阻力	0.53	0.65	0.74	0.83	0.91
1.5 倍管道阻力	0.61	0.75	0.86	0.96	1.05
1.2 倍管道阻力	0.68	0.83	0.96	1.07	1.17

三、管道组成件（漏斗）的选择要求

（1）排水漏斗可分为单管接入的圆形小型漏斗、管束接入的方圆形或长方圆形及特殊制作的大型漏斗。

（2）大型漏斗形式宜按照《火力发电厂汽水管道零件及部件典型设计（2000 版）》选择方圆形或长方圆形或其他特殊形式，典型大型漏斗如图 19-5 所示。



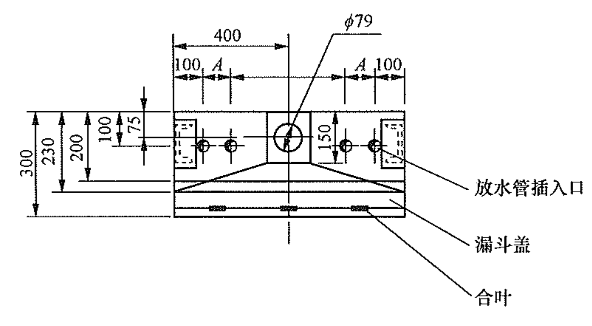


图 19-5　典型集水装置图（单位：mm）

（3）直接接入埋地无压放水母管的漏斗应采用排水管公称直径大于 DN65 的大型漏斗。

（4）排水漏斗宜采用带盖漏斗。

（5）对于接收滤网排污水的漏斗，应采用排水管公称直径大于 DN50 的大型带滤网漏斗。

第二十章

汽轮机润滑油贮存和净化系统设计

第一节　系　统　说　明

一、设计范围及内容

1. 设计范围

从汽轮机润滑油油箱到润滑油贮存油箱（含润滑油贮存油箱）、汽轮机润滑油主油箱到油净化装置及油净化装置到汽轮机润滑油油箱和润滑油贮存油箱；配合汽轮机制造厂完成汽轮机本体润滑油管道的安装设计。

2. 设计内容

汽轮机润滑油系统的贮存和净化系统内的全部设备、管道、阀门和管道组成件，以及汽轮机本体润滑油系统的设备安装设计及管道配合设计，包括给水泵汽轮机（若有）润滑油系统。汽轮机本体润滑油系统由汽轮机制造厂负责设计并提供系统设备，设计单位配合汽轮机制造厂完成汽轮机本体润滑油管道的安装设计，包括汽轮机润滑油油箱的排烟管道。

二、系统功能

火力发电厂汽轮机润滑油系统主要为汽轮发电机组（包括给水泵汽轮机）轴承提供合格的润滑油，并且具有在机组启停和运行中的汽轮机润滑油油箱正常上油、放油和净化的功能，具有在火灾发生时的事故放油的功能。

在汽轮机润滑油系统运行中，润滑油净化装置可以连续地对润滑油进行部分处理，有效地脱去油中的水分和机械杂质，使润滑油处于优质状态，保证机组正常运行。在新装机组或机组检修时，将润滑油贮存油箱和润滑油输送泵接入系统，可以将润滑油贮存油箱、汽轮机润滑油油箱及给水泵汽轮机润滑油油箱里的润滑油进行净化、过滤。

事故放油是在油系统着火或汽机房内其他地方着火威胁油系统安全时，把汽轮机润滑油油箱、给水泵汽轮机润滑油油箱、润滑油贮存油箱及油系统内的润滑油通过事故放油管，排至厂外事故放油箱（坑），以防火灾事故扩大。

排烟系统可除去润滑油贮存油箱中的水蒸气和其他残留的气体，维持油箱内的微真空，以保证回油通畅。

三、主要性能指标

汽轮机润滑油系统的主要性能指标包括油品、油压和油温的控制要求。汽轮机润滑油系统的油品参照GB/T 7596《电厂运行中矿物涡轮机油质量》执行。油压和油温的控制要求见汽轮机制造厂的运行说明。

四、主要设计参数

管道设计参数的选取原则如下：

（1）汽轮机本体润滑油系统管道的设计压力和温度，按照汽轮机制造厂的参数取用。

（2）润滑油净化和贮存的设计压力和温度，选取系统内最高运行压力和温度。系统内最高运行压力一般为润滑油泵出口侧最高压力。对于离心式油泵，此压力等于油泵吸入侧压力加上泵关闭压力之和；对于容积式油泵，取用出口安全阀整定压力。

第二节　常见系统设计方案

一、系统方案拟定

（1）系统内主要设备有汽轮机润滑油油箱、给水泵汽轮机润滑油油箱、润滑油贮存油箱、油净化装置，这四个主要设备两两之间需要实现管路连接，必要时考虑管路上设润滑油输送泵，以实现系统功能。

（2）汽轮机润滑油油箱、润滑油贮存油箱、给水泵汽轮机润滑油油箱（若有）均设置到事故放油箱（坑）的事故放油管。

（3）在润滑油贮存油箱的出油和进油管上，设临时滤油接口、充油接口和取样口。

（4）对于驱动给水泵的汽轮机润滑油系统，相对应的管路与主汽轮机系统连接，完成系统上油、放油和净化的功能。建议低位布置的给水泵汽轮机润滑油油箱放油口处设输油泵（随给水泵汽轮机润滑油油箱配供）。给水泵汽轮机润滑油系统也可以单独设置油净化装置。

（5）系统中，各部分功能都是独立的，管道设计中不考虑任何两个功能同时运行，为了管路简单，同一管路可完成不同功能。管路汇合点前设置止回阀。

（6）润滑油贮存油箱出口配置 1 台润滑油输送泵。当汽轮机润滑油油箱或给水泵汽轮机润滑油油箱放油口没有足够的高度满足重力放油到润滑油贮存油箱所克服的阻力时，汽轮机润滑油油箱或给水泵汽轮机润滑油油箱放油管道应设置润滑油输送泵。

（7）事故放油管应设 2 只钢制截止阀，操作手轮与油箱的距离必须大于 5m，并有两条通道可达到操作手轮。操作手轮不允许上锁，宜加铅封，并挂有明显的禁止操作标志牌。事故放油阀选用钢制截止阀，阀前设放水点，阀后设检漏点。

（8）事故放油管径应根据允许放油的时间和放油距离进行计算，保证汽轮机转子在惰走时的润滑油用油。放油管道布置应短而直，且设有坡度，满足放油要求。

（9）对入口无吸入泵的油净化装置，其进口与汽轮机润滑油油箱之间应有足够的静压差，汽轮机润滑油油箱的正常油位与油净化装置进口管道高程差不低于 2500mm。

（10）两台机组或多台机组共用一套油净化装置时，润滑油管道设计应有机组间的隔离措施。

（11）清洁油和脏油分隔开的组合润滑油贮存油箱中的脏油可使用在线润滑油净化装置来处理。

（12）在汽机房外，应设密封的事故排油箱（坑），其布置高程和排油管道的设计，应满足事故发生时排油畅通的需要。事故排油箱（坑）的容积，不应小于一台最大机组油系统的总油量。

（13）在系统管路合适的位置设临时充油口和临时滤油接头，以满足到厂新油贮存油箱及采用临时滤油机实现对润滑油贮存油箱润滑油的净化的要求。

二、典型的系统方案

1. 方案一

油净化装置采用一机一台，润滑油贮存油箱采用一机一只的单元制方案，系统如图 20-1 所示；整个系统采用单元制，具体设计方案内容如下：

（1）提供一路连续循环的管路，从润滑油贮存油箱到润滑油净化装置，并把处理后的油再回到润滑油贮存油箱。

（2）提供一路管路，从润滑油贮存油箱排油送到润滑油贮存油箱的脏油室或净油室（根据取样结果确定），必要时设输送泵。

（3）提供一路管路，从润滑油贮存油箱的脏油室到润滑油净化装置，回到贮存油箱的脏油室或净油室（根据处理后的油质结果确定）。

（4）提供一路管路，从润滑油贮存油箱的净油室通过输油泵到汽轮机润滑油油箱。

（5）提供一路管路，从润滑油贮存油箱的净油室和脏油室事故放油到事故油箱（坑）。

（6）提供一路管路，从润滑油贮存油箱事故放油到事故油箱（坑）。

（7）提供一路管路，从汽轮机润滑油油箱的排烟风机（汽轮机制造厂供）出口排油烟到汽机房外。

（8）提供一路管路，从润滑油贮存油箱的净油室到汽轮机润滑油油箱的管道，必要时设置输送泵。

（9）提供一路管路，从润滑油贮存油箱输送泵出口到润滑油贮存油箱的再循环油管道。

2. 方案二

油净化装置采用一机一台，润滑油贮存油箱采用两机共用一只方案，系统如图 20-2 所示；除润滑油贮存油箱两机共用外，其他部分与方案一相同。

第三节　联　锁　条　件

一、润滑油输送泵联锁条件

润滑油输送泵出口的油可根据不同的运行方式，分别输送至汽轮机润滑油油箱、给水泵汽轮机润滑油油箱，也可返回润滑油贮存油箱。

润滑油输送泵的控制与联锁要求如下：

（1）该泵可在就地启、停，不需要联锁。

（2）启动条件：润滑油贮存油箱油位正常。

（3）停止条件：润滑油贮存油箱油位低、电动机绕组温度高于设定值。

二、油净化装置联锁条件

汽轮机及给水泵汽轮机油净化装置的油可根据不同的运行方式，分别输送至汽轮机润滑油油箱、给水泵汽轮机润滑油油箱、润滑油贮存油箱的净油侧。

油净化装置的控制与联锁要求如下：

（1）该装置可在就地启、停，不需要联锁。

（2）启动条件：汽轮机润滑油油箱（给水泵汽轮机润滑油油箱）的油位正常、汽轮机润滑油油箱（给水泵汽轮机润滑油油箱）润滑油品质合格。

（3）停止条件：汽轮机润滑油油箱（给水泵汽轮机润滑油油箱）油位低。

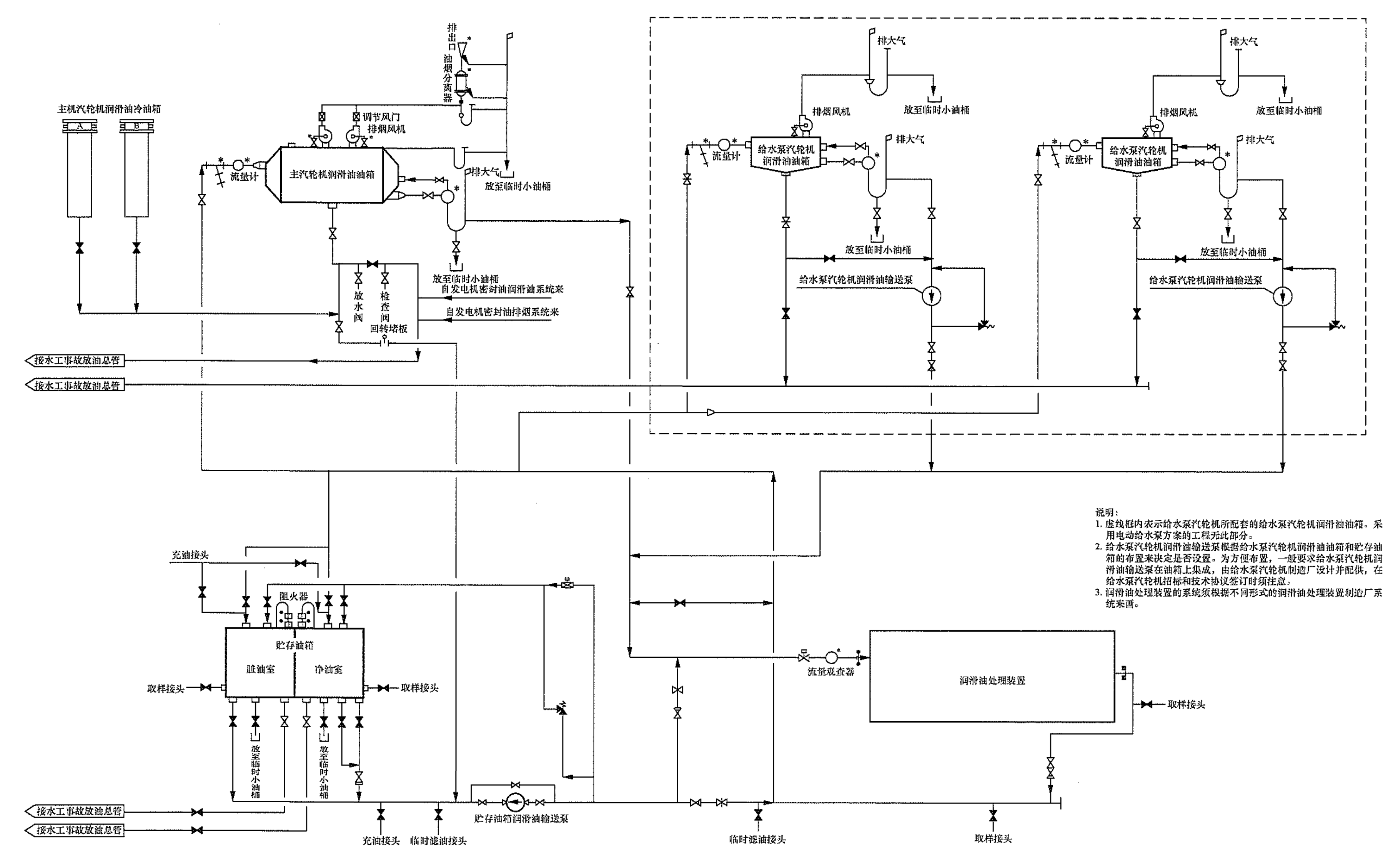
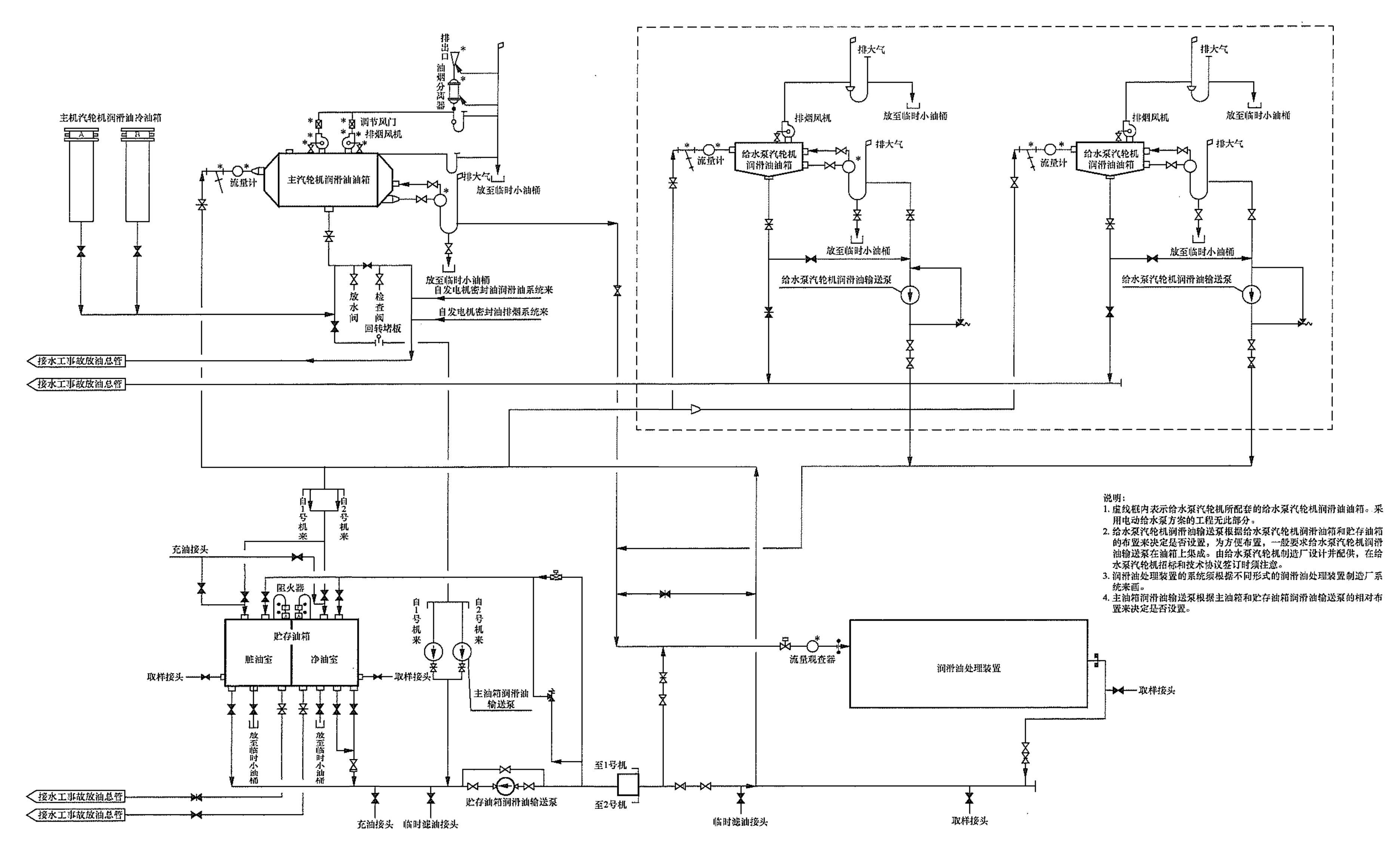


图 20-1　润滑油贮存油箱采用单元制的设计方案



说明：

1. 虚线框内表示给水泵汽轮机所配套的给水泵汽轮机润滑油油箱。采用电动给水泵方案的工程无此部分。
2. 给水泵汽轮机润滑油输送泵根据给水泵汽轮机润滑油箱和贮存油箱的布置来决定是否设置，为方便布置，一般要求给水泵汽轮机润滑油输送泵在油箱上集成。由给水泵汽轮机制造厂设计并配供，在给水泵汽轮机招标和技术协议签订时须注意。
3. 润滑油处理装置的系统须根据不同形式的润滑油处理装置制造厂系统来画。
4. 主油箱润滑油输送泵根据主油箱和贮存油箱润滑油输送泵的相对布置来决定是否设置。

图 20-2　润滑油贮存油箱采用两台机组共用的设计方案

第四节 设 计 计 算

一、事故放油管道的管径计算

1. 管径计算原则

火力发电厂中汽轮发电机组，当汽机房发生火灾并危及汽轮机油系统时，应立即破坏真空紧急停机，开启事故排油阀，排掉汽轮机润滑油油箱中的油，同时保证汽轮机转子在惰走时间内的润滑用油。汽轮机润滑油油箱事故排油管径的选择设计，首先应保证既要能迅速排油，又要保证汽轮机转子在惰走时间内的润滑用油。解决这一矛盾的方法，是靠选择适当的排油管道来实现。根据现场的运行经验，排油时间一般应比转子惰走时间长1min左右，防止停机时缺油、烧瓦、扩大事故。

2. 管径计算方法

（1）计算排油速度w。假定管内油的流动处于稳定状态下进行，即汽轮机润滑油油箱油位与事故油箱（或事故油坑）油位的标高差刚好克服管道内油流动所需要的全部阻力，即

$$h=\left(\lambda\frac{L}{d}+\sum\xi\right)\frac{w^2}{2g} \tag{20-1}$$

式中 h ——汽轮机润滑油油箱油位与事故油箱（或事故油坑）油位的标高差，m；

λ ——沿程摩擦阻力系数；

L ——事故排油管道长度，m；

w ——排油流速，m/s；

g ——重力加速度，取9.81m/s²；

$\sum\xi$ ——局部阻力系数之和。

所谓稳定状态，是指温度、黏度和质量为恒定，以及单位时间内流过管道每个截面的液体数量相同。所以，摩擦阻力系数按层流状态来考虑

$$\lambda=\frac{64}{Re} \tag{20-2}$$

$$Re=\frac{wd}{\nu} \tag{20-3}$$

式中 Re ——雷诺数；

d ——事故放油管道计算内径，m；

ν ——运行温度下润滑油运动黏度，m²/s。

在初算时，局部阻力系数之和$\sum\xi$按沿程阻力系数的20%计算，则有

$$h=1.2\lambda\frac{L}{d}\frac{w^2}{2g} \tag{20-4}$$

简化后得

$$w=\frac{0.026ghd^2}{\nu L} \tag{20-5}$$

流速w和高差h成正比关系，随着时间的变化，w随h的变化而变化。

在整个放油过程中的平均流速

$$w_{pj}=\frac{0.026gHd^2}{\nu L} \tag{20-6}$$

式中 H ——汽轮机润滑油油箱平均油位与事故油箱（或事故油坑）油位的标高差，m；

w_{pj}——排油平均流速，m/s，也可通过排油时间得出排油平均流速

$$w_{pj}=\frac{V}{At}=\frac{4V}{\pi d^2 t} \tag{20-7}$$

式中 V——汽轮机润滑油油箱的体积，m³。

（2）计算管道内径。

管道的计算内径d为

$$d=1.5\left(\frac{V\nu L}{Ht}\right)^{0.25} \tag{20-8}$$

管道的选用内径D_i为

$$D_i=kd \tag{20-9}$$

油管道的选用内径应考虑一定的修正系数k，取1.3。

二、润滑油管道的管径计算

润滑油管道采用无缝钢管，可选用碳钢或不锈钢，推荐采用不锈钢材质。其内径为

$$d_i=18.81\sqrt{\frac{q_x}{w}} \tag{20-10}$$

式中 d_i ——油管道内径，mm；

q_x ——油管道设计流量，m³/h；

w ——油管内介质流速，m/s。

典型容量机组润滑油系统主要管道规格见表20-1。

表20-1 典型容量机组润滑油系统主要管道规格 (mm)

机组类型	润滑油系统主要管道规格			
	主机润滑油输送泵入口管道	主机润滑油输送泵出口管道	给水泵汽轮机润滑油管道	润滑油贮存油箱事故放油母管
300MW	φ89×4	φ76×3.5	φ57×3	φ133×4
	φ108×4.5	φ89×4	φ76×3.5	φ133×4
600MW	φ89×4	φ76×3.5	φ57×3	φ133×4
	φ108×4.5	φ89×4	φ76×3.5	φ133×4
1000MW	φ108×4.5	φ89×4	φ76×3.5	φ133×4
	φ108×4.5	φ89×4	φ89×4	φ219×6

第五节　设　备　选　型

一、油净化装置

1. 设备选择的原则

（1）汽轮机润滑油净化装置应具备在线连续运行功能，油净化装置宜采用旁路循环方式布置，即油净化装置进、出口与润滑油油箱相连，由油箱底部放油阀门将脏油注入油净化装置，经净化后再返回润滑油油箱净油区。

（2）净油和脏油分隔开的润滑油组合贮存油箱中的脏油可使用在线润滑油净化装置来处理。

2. 设备形式选择

油净化装置形式主要包括真空式、离心式、聚结分离式。

200MW 及以下机组可两台机组共用一套油净化装置，300MW 及以上机组宜一台机组使用一套油净化装置。

油净化装置的出力（每小时净油能力）可按一台机组润滑油系统的总油量的 10%～20%选取。润滑油系统的总油量包括油箱的油量和回油量，也包括与该系统相连的任何附属设备驱动汽轮机的润滑油系统。如附属设备驱动汽轮机设有单独的油净化设备，则其油量不包括在主汽轮机润滑油净化装置的出力中。

3. 设备主要性能

（1）运行中的汽轮机油质量。运行中的汽轮机油质量指标见表 20-2。

表 20-2　　运行中的汽轮机油质量指标

序号	项目		质量指标	检验方法
1	外观		透明	DL/T 429.1《电力用油透明度测定法》
2	色度		≤5.5	GB 6540《石油产品颜色测定法》
3	运动黏度①（40℃）（mm²/s）	32	不超过新油测定值±5%	GB/T 265《石油产品运动黏度测定法和动力黏度计算法》
		46		
		68		
4	闪点（开口杯）（℃）		≥180，且比前次测定值不低于 10	GB/T 3536《石油产品闪点和燃点的测定　克利夫兰开口杯法》
5	颗粒污染等级② SAE AS4059F（级）		≤8	DL/T 432《电力用油中颗粒度测定方法》
6	酸值（以 KOH 计）（mg/g）		≤0.3	GB 264《石油产品酸值测定法》
7	液相锈蚀③		无锈	GB/T 11143《加抑制剂矿物油在水存在下防锈性能试验法》（A 法）
8	抗乳化性③（54℃）（min）		≤30	GB/T 7605《运行中汽轮机油破乳化度测定法》
9	水分③（mg/L）		≤100	GB/T 7600《运行中变压器油和汽轮机油水分含量测定法（库仑法）》
10	泡沫性（泡沫倾向/泡沫稳定性）（mL/mL）不大于	24℃	500/10	GB/T 12579《润滑油泡沫特性测定法》
		93.5℃	100/10	
		后 24℃	500/10	
11	空气释放值（50℃）（min）		≤10	SH/T 0308《润滑油空气释放值测定法》
12	旋转氧弹值（150℃）（min）		不低于新油原始测定值的 25%，且汽轮机用油、水轮机用油≥100，燃气轮机用油≥200	SH/T 0193《润滑油氧化安定性的测定　旋转氧弹法》
13	抗氧剂含量（%）	T501 抗氧剂	不低于新油原始测定值的 25%	GB/T 7602《变压器油、汽轮机油中 T501 抗氧化剂含量测定法》
		受阻酶类或芳香胺类抗氧剂		ASTM D6971《标准测试方法受阻酚类和芳香胺抗氧化剂含量的无锌涡轮机油的测量通过线性扫描伏安法》

① 32、46、68 为 GB/T 3141《工业液体润滑剂 ISO 黏度分类》中规定的 ISO 黏度等级。

② 对于 100MW 及以上机组检测颗粒度，对于 100MW 以下机组目视检查机械杂质。对于调速系统或润滑系统和调速系统共用油箱使用矿物涡轮机油的设备，油中颗粒污染等级指标应参考设备制造厂提出的指标执行。

③ 对于单一燃气轮机用矿物涡轮机油，该项指标可不用检测。

（2）处理后的汽轮机油质量。净化装置处理以后的汽轮机油质量指标见表 20-3。

表 20-3　　净化装置处理以后的汽轮机油质量指标

项目	单位	指标
水分	μL/L	≤100［GB/T 7600《运行中变压器油和汽轮机油水分含量测定法（库仑法）》］
破乳化值	min	≤15（GB/T 7605《运行中汽轮机油破乳化度测定法》）
杂质	μm	5～10 无游离碳
机械杂质		无
颗粒污染等级	SAE AS4059F	≤6
油中含气量	%	≤0.1

二、润滑油贮存油箱

1. 设备选择的原则

（1）润滑油贮存油箱应分设脏油室和净油室，每个油箱的有效容积应不小于一台机组的全部油量（包括给水泵汽轮机组），若尺寸超过运输界限，可在现场加工组合成为油箱。

（2）对北方地区，应考虑冬季环境温度对润滑油黏度的影响，可加保温和伴热降低润滑油的黏度。

2. 设备形式选择

润滑油贮存油箱为一个净油和脏油分隔开的润滑油组合贮存油箱（净油箱和污油箱应为一体结构），润滑油贮存油箱可以是矩形，也可以是立式或卧式的圆柱形油箱。

3. 设备数量选择

200MW 及以下机组宜两台机组共用一台润滑油贮存油箱，300MW 及以上机组宜一台机组设置一台润滑油贮存油箱；也可以两台机组共用一台润滑油贮存油箱。

4. 设备参数选择

（1）润滑油贮存油箱应满足润滑油系统的全部放油的贮存，每个油箱的有效容积应不小于一台机组润滑油系统油量的 110%（包括给水泵汽轮机组）。每个油室的有效容积不宜小于一台机组润滑油系统的总油量（包括给水泵汽轮机组）。

（2）润滑油贮存油箱能承受环境温度和气压的变化，应考虑正常和非正常工况，并按最大压力和最高温度设计。

5. 其他应注意的问题

（1）油箱底部应倾斜或呈圆弧形，油箱底部还应设置放水阀门，能在运行中进行放水和供化学取样。

（2）油箱应为密闭式的，应提供人孔，在顶部设呼吸孔和阻火器。

（3）脏油箱的出口应设置在油箱的最低位，净油箱的出口应设置两个出口，一个在油箱的最低位，一个在高于油箱的最低位 200mm。

（4）如果设置加热器，应每台油箱（净油室和脏油室）各设置一套加热装置。油箱内的电加热器应能在 8h 以内从规定的最低环境温度加热到油流动性好的 40℃；油箱内的电加热器应比最低油位低 100mm。

（5）合理的油箱外形比例推荐为长∶宽∶高 $L:b:h=2:1:1$。

三、润滑油输送泵

1. 设备选择的原则

每台润滑油贮存油箱的出口配置一台润滑油输送泵；当汽轮机润滑油油箱（给水泵汽轮机润滑油油箱）放出口没有足够的高度保证由重力放油到润滑油贮存油箱或汽轮机润滑油油箱到润滑油贮存油箱距离较远时，应在汽轮机润滑油油箱（给水泵汽轮机润滑油油箱）放油到润滑油贮存油箱的管道上设润滑油输送泵。

2. 设备形式选择

润滑油输送泵可以选择容积式泵或离心泵，容积式泵对油的黏度适应能力强，比较适合各种条件下输油，润滑油贮存油箱出口配置的润滑油输送泵推荐采用容积式泵；对以下两种情况也可以选用离心泵：①润滑油贮存油箱布置在室内；②布置在室外但环境温度较高。汽轮机润滑油油箱（给水泵汽轮机润滑油油箱）的出口若需配套输送泵，推荐采用离心泵。

3. 设备数量选择

润滑油贮存油箱的出口配置一台润滑油输送泵；汽轮机润滑油油箱（给水泵汽轮机润滑油油箱）的出口可根据到润滑油贮存油箱的距离和油箱间的高差确定是否设置输送泵。

4. 设备参数选择

（1）流量。泵的流量按 2～3h 内向汽轮机润滑油油箱（给水泵汽轮机润滑油油箱）上满油考虑。

（2）扬程。润滑油输送泵的扬程不应小于设计流量下管路压力损失之和，可按式（20-11）计算，即

$$H=1.1(H_1+H_2+H_3) \quad (20\text{-}11)$$

式中　H——润滑油输送泵的扬程，mH_2O；

H_1——汽轮机润滑油油箱与润滑油贮存油箱之间油位静压差，mH_2O；

H_2——润滑油通过输送管道的流动阻力，

mH_2O；

H_3——系统内部其他阻力损失，mH_2O。

5. 其他应注意的问题

（1）润滑油输送泵的电动机应选用防爆电动机。

（2）容积式泵出口需要装设安全阀。

第六节　布　置　设　计

一、基本设计要求

（1）布置设计应满足系统设计及工艺要求。

（2）设备及阀门布置应满足操作及维护的要求。

（3）油管道应避开高温蒸汽管道，或将其布置在蒸汽管道的下方。

（4）在油管道与汽轮机前轴封箱的法兰连接处，应设置防护槽，并应设置排油管道，将漏油引至安全处。

（5）在油系统管道的阀门、法兰及其他可能漏油处敷设有热管道或其他载热体时，载热体管道外面应包敷严密的保温层，保温层外面应采用镀锌铁皮做保护层。

（6）在油箱的事故排油管上，应设置两个钢制截止阀。操作手轮与油箱的距离必须大于 5m，并应有两条以上的通道可到达操作手轮，操作手轮不得上锁，应设玻璃保护罩，并应挂有明显的禁止操作标志牌。

（7）润滑油管道应设置坡度。汽轮机供油和回油管道应坡向润滑油油箱。供油管道坡度取 0.003～0.005，回油管道坡度取 0.02～0.03。事故放油管应坡向放油口，坡度不小于 0.01；其他管道坡度取 0.003～0.005。

（8）燃油管道的支吊架管部宜采用管夹式结构，不宜采用焊接吊板。

二、常见布置形式

（1）与系统方案相对应的常见布置有润滑油贮存油箱两机共用和一机一台的布置形式。

（2）润滑油贮存油箱常见的布置方式有室内布置、室外布置。

（3）润滑油贮存油箱在条件允许时，宜布置在汽机房内；布置在汽机房外时，在北方地区要考虑防冻保温。

第二十一章

直接空冷汽轮机排汽管道系统设计

第一节　系　统　说　明

一、设计范围及内容

1. 设计范围

排汽管道连接汽轮机低压缸（或排汽装置出口）至空冷凝汽器分配联箱入口，包括排汽管道、排汽管道之间的平衡管（如有）、疏水管道、管道支吊架、隔断阀及其附件、补偿器、导流片、爆破膜（安全阀）、人孔门等。

2. 设计内容

设计内容主要包括管径选择、材料选择、管道规格、确定合理的布置方案、流动特性计算、整体应力分析计算、局部应力分析计算、管道和支吊架的设计、配套附件的选用等。

3. 配置形式

排汽管道系统配置有设排汽装置和不设排汽装置两种形式。这两种形式的设计分界有所不同，设排汽装置的设计分界一般在排汽装置出口，排汽装置一般随汽轮机供货；不设排汽装置的设计分界在低压缸排汽口。

二、系统功能

（1）排汽管道系统连接汽轮机低压缸排汽口和直接空冷凝汽器，输送汽轮机排出的低压湿蒸汽介质到空冷凝汽器（ACC）；作为输送管道，设计时应满足布置简捷、分配均匀、流动阻力小、密封性好等要求。

（2）系统中主要设备排汽装置，沿用湿冷机组的思路，除作为蒸汽通道外，还具有对机组补水和空冷凝汽器回水的加热和除氧、汽水系统疏水的收集等功能。

（3）国内直接空冷机组一般都设排汽装置，并随汽轮机配套供货。不设排汽装置的方案，其他功能需要系统设计中配套相应的设备和系统来完成，如热力真空除氧器、疏水回收系统等。

（4）设排汽装置和不设排汽装置各有利弊；不设排汽装置，需要配套机组补水和空冷凝汽器回水的加热和除氧，以及汽水系统疏水收集的装置，系统设备相对复杂；设排汽装置，排汽系统阻力增加。

三、主要性能指标

空冷排汽管道具有其特殊性，从影响汽轮机排汽背压和系统的功能考虑，有以下几项指标需要控制：

（1）空冷系统要满足总压降的要求，控制排汽装置出口至凝结水收集联箱出口的压降在TMCR工况下不大于2.0kPa；排汽管道部分控制在500Pa。

（2）排汽管道系统要满足流体动力特性，所以排汽管道支管在各工况下的流量分配比例偏差最大不宜超过5%。

（3）凝结水回水及凝结水补水的水质要求除氧，水中的含氧量不大于 20μg/L，保证冬季最大不超过30μg/L。

（4）真空严密性。排汽管道和整个空冷系统一起做真空严密性试验和真空衰减试验，对整个系统的气密性和真空衰减一起考核。试验要求的合格标准为：严密性试验24h平均压降控制在5kPa/24h以内；真空泄漏试验，真空泄漏率控制在0.2kPa/min以内。

四、主要设计参数及管道材料选取

1. 设计参数选取原则

排汽管道内介质是低压湿蒸汽，真空负压，设计参数应按照以下原则选择：

（1）排汽管道计算管径的设计流量按汽轮机TMCR工况下低压缸的排汽流量。

（2）排汽管道的流速因空冷汽轮机背压运行参数变化而变化很大。其设计流速在空冷汽轮机设计背压、排汽管道设计流量条件下流速范围为55～85m/s。在最低运行背压时排汽管道的流速不宜大于115m/s。

（3）排汽管道设计压力为管道内外的最大压差。通常排汽管道设计压力负压取全真空，为－0.1MPa（g），正压取0.05MPa（g），气密性试验压力为0.04MPa（g）。

（4）排汽管道设计温度为120℃。

2. 管道附件选取原则

管道、三通、变径管、加强圈材料应按照以下原则选择：

（1）排汽管道为外压大直径薄壁管道，材料选择参照GB 150《压力容器》、《固定式压力容器安全技术监察规程》（质技局发〔1999〕54号）相关条款的要求执行。

（2）在材料选取时，应考虑冬季最低启动环境温度，满足材料低温冷脆性的要求。

（3）排汽管道材料应依据环境温度、经济性及加工性能等综合确定：

1）应选用镇静钢，通常选用B级镇静钢，其厚度不宜大于20mm。

2）在低温环境下，排汽管道材料需要考虑使用温度，可符合表21-1的规定。

表21-1　　常用国产材料使用温度

材料	最冷月平均温度 t（℃）	备　注
Q235B	$t \geq -20$	
Q235B①	$-30℃ < t < -20$	
Q345B①		
Q235D		
Q235B	$t \leq -30$	在−30℃时做低温冲击试验
Q345B		在−20℃时做低温冲击试验
Q235D		
Q345D		

① 在−20℃做低温冲击试验，如满足低温工况下，管道的环向应力小于或等于钢料标准中屈服点的1/6，且不大于50MPa，可免做低温冲击试验。

五、系统内的主要设备

排汽装置是连接汽轮机低压缸与空冷凝汽器的一个重要设备，该设备将汽轮机低压缸的排汽导入直接空冷凝汽器，其作用相当于凝汽器的壳体，一方面具备蒸汽输送通道、收集各项疏水、接受空冷凝汽器凝结水和补水并具备除氧功能；另一方面承受来自空冷凝汽器及管道的力和力矩，吸收运行时的热膨胀，保护低压缸。

1. 排汽装置具体功能

（1）连接汽轮机低压缸和排汽管道，给排汽导向，并承受排汽管道的推力，使排汽管道推力不直接作用于低压缸上。

（2）可接纳凝结水和汽轮机热力系统补水并对其进行加热除氧。

（3）可接纳汽轮机旁路排汽、高压缸排汽通风阀排汽。

（4）可接纳汽轮机本体疏水、管道疏水，高、低压加热器正常疏水，以及紧急疏水、除氧器溢流放水、其他杂项疏水等。对最冷月平均气温在−15℃及以下的严寒地区，主蒸汽系统的启动疏水应考虑设置去锅炉定期排污扩容器或其他扩容器的旁路。

2. 排汽装置技术要求

（1）宜设置内置式加热除氧装置。在汽轮机正常运行工况下，应能将凝结水和热力系统补水温度加热到饱和温度，保证凝结水含氧量不大于30μg/L。

（2）抽空气口应设置在便于抽出不凝结气体的位置。

（3）末级低压加热器和汽轮机旁路三级减温减压器宜布置在排汽装置喉部，减温喷水量应保证汽轮机低压缸不超温。

（4）疏水扩容器与排汽装置宜采用一体化设计，疏水扩容器不少于2个，每个疏水扩容器内均宜设置喷水减温设施。

（5）汽轮机排汽通过排汽装置的压降，在汽轮机最大连续出力工况下不宜大于0.6kPa。

3. 排汽装置的结构

排汽装置的外形与湿冷凝汽器基本相同，但内部结构有本质的区别，排汽装置主要功能作为蒸汽通道和热井水箱，内部设置蒸汽导流装置、内撑杆件和补水、回水的除氧装置。同时，在不影响排汽装置变形的前提下设置背包扩容器。

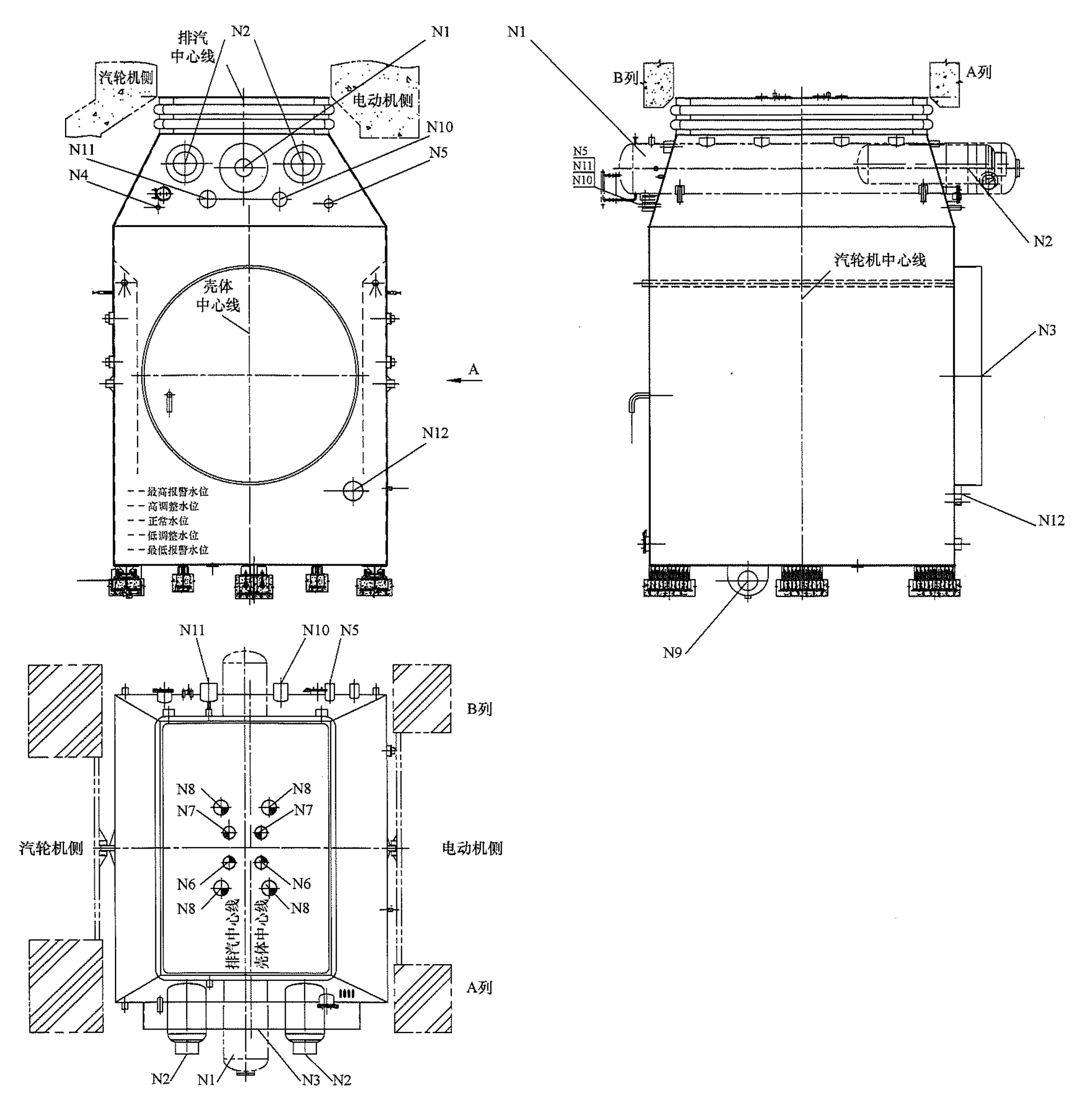
（1）排汽装置是由喉部、壳体、支座、接管等部分组成的全焊结构，一般在喉部布置有7（8）号低压加热器、三级减温减压器及汽轮机5、6号抽汽管道，以及化学补充水、凝结水泵再循环管道。

（2）在壳体内设置热井，一般设置内置式正常疏水扩容器，以及凝结水回热管系，留有化学补充水、凝结水泵再循环等管道接口。

（3）排汽装置与汽轮机低压缸一般采用弹性连接，其底部刚性支撑。采用新型的上、下双向均可承载的固定支座和滑动支座。同时，还适当采取排汽装置的限位措施。

（4）整个装置在允许的外力、外力矩作用下，应具有足够强度，确保运行时对排汽装置的正常热膨胀并且不影响主汽轮机。

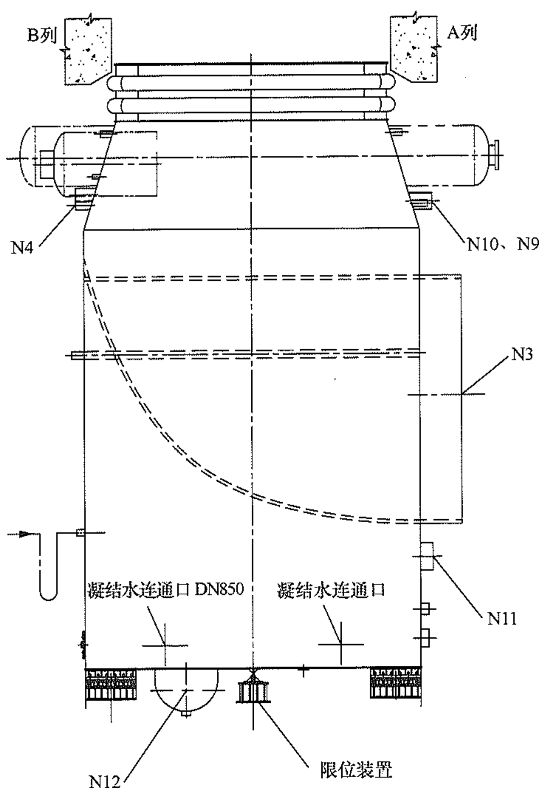
（5）配套汽轮机低压缸，对于一个低压缸的机型，配置单壳体排汽装置，如图21-1所示；对于两个低压缸的机型，配置双壳体排汽装置，如图21-2所示。



设备明细表

序号	名称	数量
N1	7、8号低压加热器	1
N2	三级减温减压器	2
N3	蒸汽出口	1
N4	凝结水补水口	1
N5	凝结水再循环口	1
N6	五级抽汽进口	2
N7	六级抽汽进口	2
N8	七级抽汽进口	4
N9	凝结水出口	1
N10	五级抽汽出口	1
N11	六级抽汽出口	1
N12	凝结水进口	1

图 21-1 单低压缸的配套排汽装置外形结构图



设备明细表

序号	名称	数量
N1	7号低压加热器	2
N2	三级减温减压器	2
N3	蒸汽出口	2
N4	凝结水补水口	1
N5	凝结水再循环口	1
N6	五级抽汽进口	4
N7	六级抽汽进口	4
N8	七级抽汽进口	8
N9	五级抽汽出口	2
N10	六级抽汽出口	2
N11	凝结水进口	2
N12	凝结水出口	1

图 21-2 两个低压缸的配套排汽装置的外形结构图

第二节　常见系统设计方案

一、系统方案拟定

排汽管道常见的典型布置可分为低位布置、高位布置和Y形布置等方案。

1. 低位布置

从汽机房引出的排汽母管低位纵向布置在汽机房A列外，从母管上引出垂直向上的支管与空冷凝汽器蒸汽分配管相接。

排汽管道低位布置，膨胀及补偿器的设置是管系以低位母管作为 z 向（垂直方向）膨胀基点，管系向上膨胀。以300MW机组排汽管道为例：排汽母管与排汽装置接口处设置复式铰链横向型补偿器，以吸收排汽装置接口附加热位移及排汽管道 y 向（A-B向）膨胀；各立管（支管）上、下部分别设置一只万向角型补偿器，以吸收母管 x 向膨胀、立管 z 向膨胀及空冷凝汽器分配管接口位移；至各分配管入口支管上各设置一只角向型补偿器，以吸收和传递分配管接口附加热位移（z 向线位移，x 向角位移）。

排汽管道低位布置支吊架设置是在排汽母管上设滑动支架及限位支架，立管上不设置支吊架；整个管系仅在低位母管中心点设置一只 y 向减振器。支吊系统较为简单，施工方便。

排汽管道低位布置需要汽机房A列与空冷平台之间应留有适当的距离。当排汽母管低位布置时，A列距空冷平台不小于10m。排汽管道低位布置时应注意与发电机封闭母线、共箱母线布置相配合，特别注意排汽管道低位水平管与之布置的配合。

300MW及600MW空冷机组排汽管道均可采用低位布置模式，如图21-3、图21-4所示。1000MW机组考虑流量分配原因不建议采用。

2. 高位布置

高位布置是指从汽机房引出的排汽母管高位纵向布置在汽机房A排外，从母管上引出垂直向上的支管与空冷凝汽器蒸汽分配管相接。

排汽管道高位布置按膨胀及补偿器的设置可分为两种形式：一种是以从汽轮机排汽装置引出的低位排汽母管作为 z 向（垂直方向）的固定点，管系向上膨胀；另一种是以A列外布置的高位母管作为 z 向（垂直方向）的固定点，管系分别向上下膨胀。

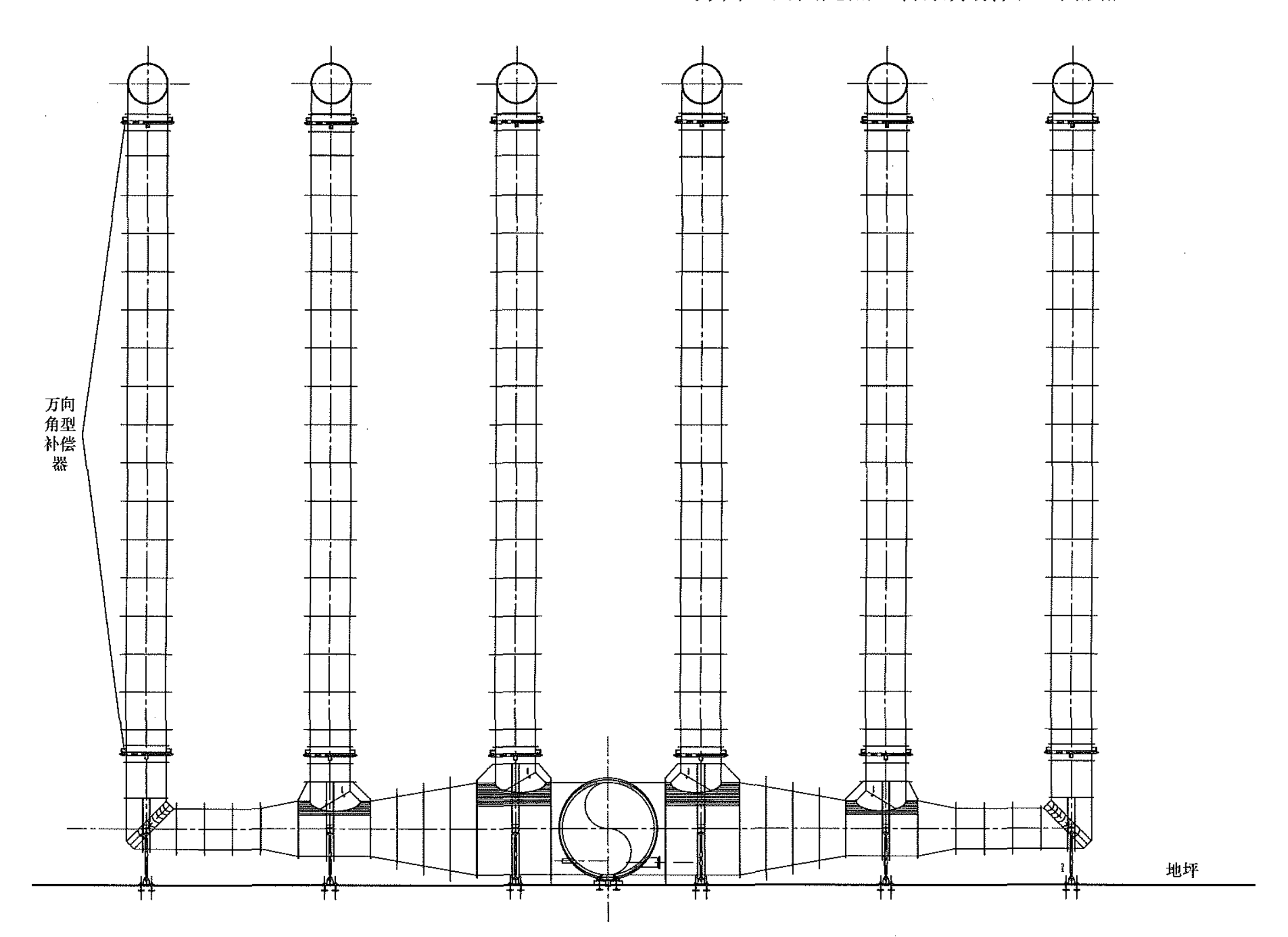


图21-3　300MW机组排汽管道低位布置简图

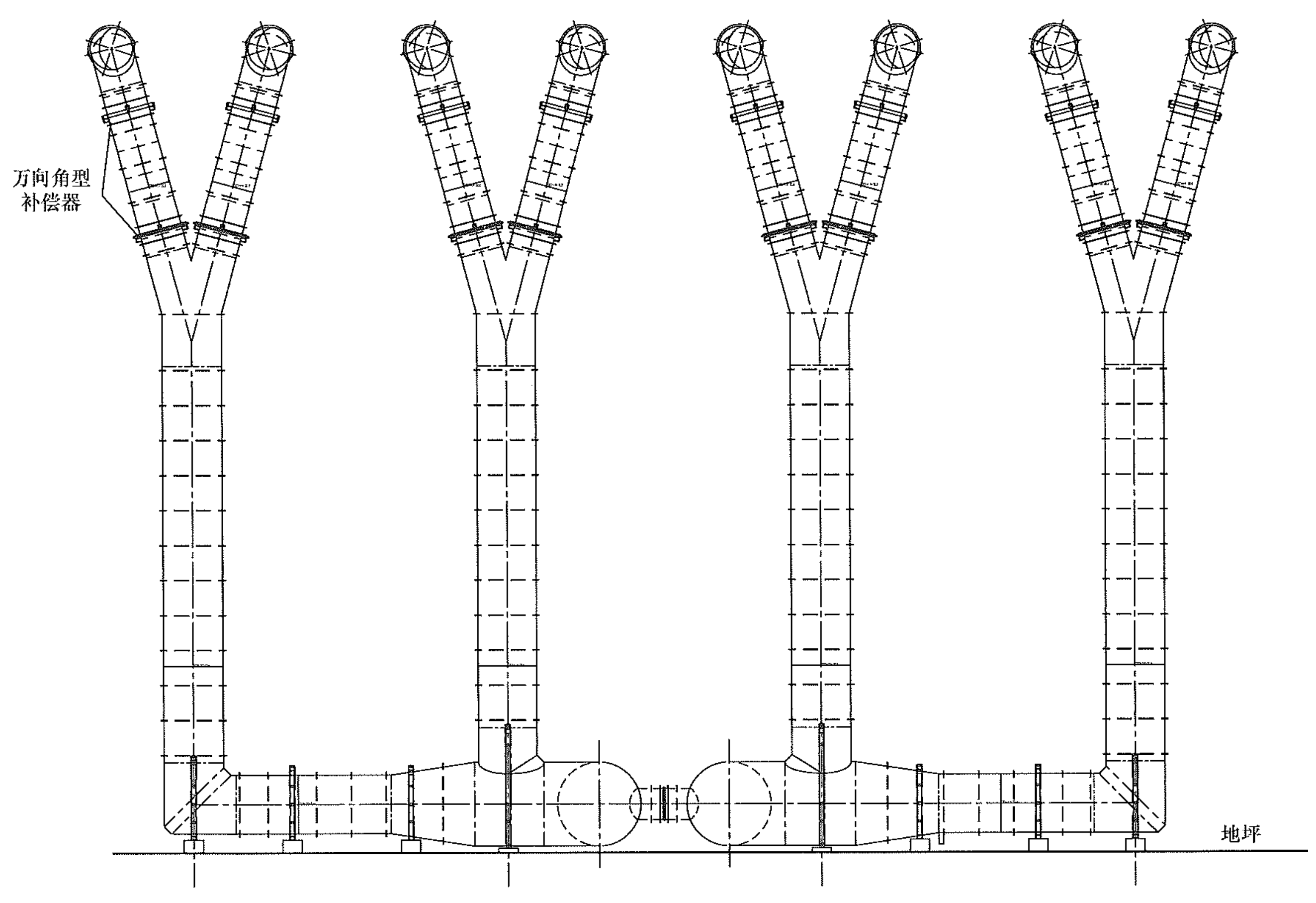


图 21-4　600MW 机组排汽管道低位布置简图

以 600MW 机组为例，在第一种膨胀形式的排汽管道设计中：从汽轮机排汽装置引出的低位排汽母管作为 z 向（垂直方向）的固定点，在该母管上设置一组曲管压力平衡式补偿器，以吸收排汽装置附加热位移及排汽管道 z 向膨胀，平衡真空推力；垂直母管上不设补偿器；各垂直支管的上、下部分别设置一只万向角型补偿器，以吸收母管 x 向膨胀、立管 z 向膨胀及空冷凝汽器分配管接口位移；至各分配管入口支管上各设置一只角向型补偿器，以吸收和传递分配管接口附加热位移（z 向线位移，x 向角位移）。此方案为整体向上膨胀方案。

第二种膨胀形式的排汽管道以布置在 A 列外的高位排汽母管作为 z 向（垂直方向）的固定点，从汽轮机排汽装置引出的每根低位排汽母管在排汽装置出口设置一只双铰链补偿器，以吸收排汽装置附加热位移，在 x 向限位支架后设置一只单铰链补偿器，以吸收排汽管道 z 向膨胀。垂直母管的上、下部分别设置一只双铰链补偿器；高位水平母管不设补偿器；各垂直支管的上、下部分别设置一只双铰链补偿器，以吸收管道位移；至各分配管入口支管上各设置单铰链补偿器，以吸收分配管接口附加热位移。

排汽管道高位布置支吊架设置以 600MW 机组为例，第一种膨胀形式的排汽管道设计中：从汽轮机排汽装置引出的低位排汽母管作为 z 向（垂直方向）的固定点，在该母管靠近排汽装置处设置两只恒力支架，平衡三通处设置一组两只滑动支架及一只导向支架，导向支架限制母管的 x 及 y 向位移，滑动支架限制 z 向位移。垂直母管的立管，设置一组导向及恒力支吊架，导向支架限制垂直母管 x、y 向位移，恒力吊架承受 z 向荷载。该组支吊架由单独钢结构支架支撑。高位布置的排汽母管每侧分别设置三只恒力吊架，生根在空冷平台悬挑结构上，以承受 z 向荷载。各垂直支管上不设置支吊架。在恒力吊架处设置减振装置。

第二种膨胀形式的排汽管道设计中：A 列外高位布置的排汽母管每侧分别设置三只刚性吊架，生根在空冷平台悬挑结构上，以承受 z 向荷载，限制垂直方向位移。从汽轮机排汽装置引出的低位排汽母管在靠近排汽装置处设置一组两只恒力支架，弯头处设置一组 4 只恒力弹簧支架及一只 x 向限位支架。垂直母管不设支吊架。各垂直支管上不设置支吊架。管系中未设置减振装置（阻尼器）。

相比较而言，第一种设计管系补偿系统较为简单，支吊系统稍复杂。第二种设计管系补偿系统较为复杂，支吊系统简单，各有特点。

排汽管道高位布置需要汽机房 A 列与空冷平台之间留有适当的距离，用来考虑排汽管道施工吊车的布置。当排汽母管高位布置时，A 列距空冷平台留够空间。排汽管道高位布置时也应注意与发电机封闭母线、

共箱母线布置相配合，特别注意排汽管道垂直立管与之布置的配合。

300、600MW 及 1000MW 空冷机组排汽管道均可采用高位布置模式，如图 21-5～图 21-9 所示。

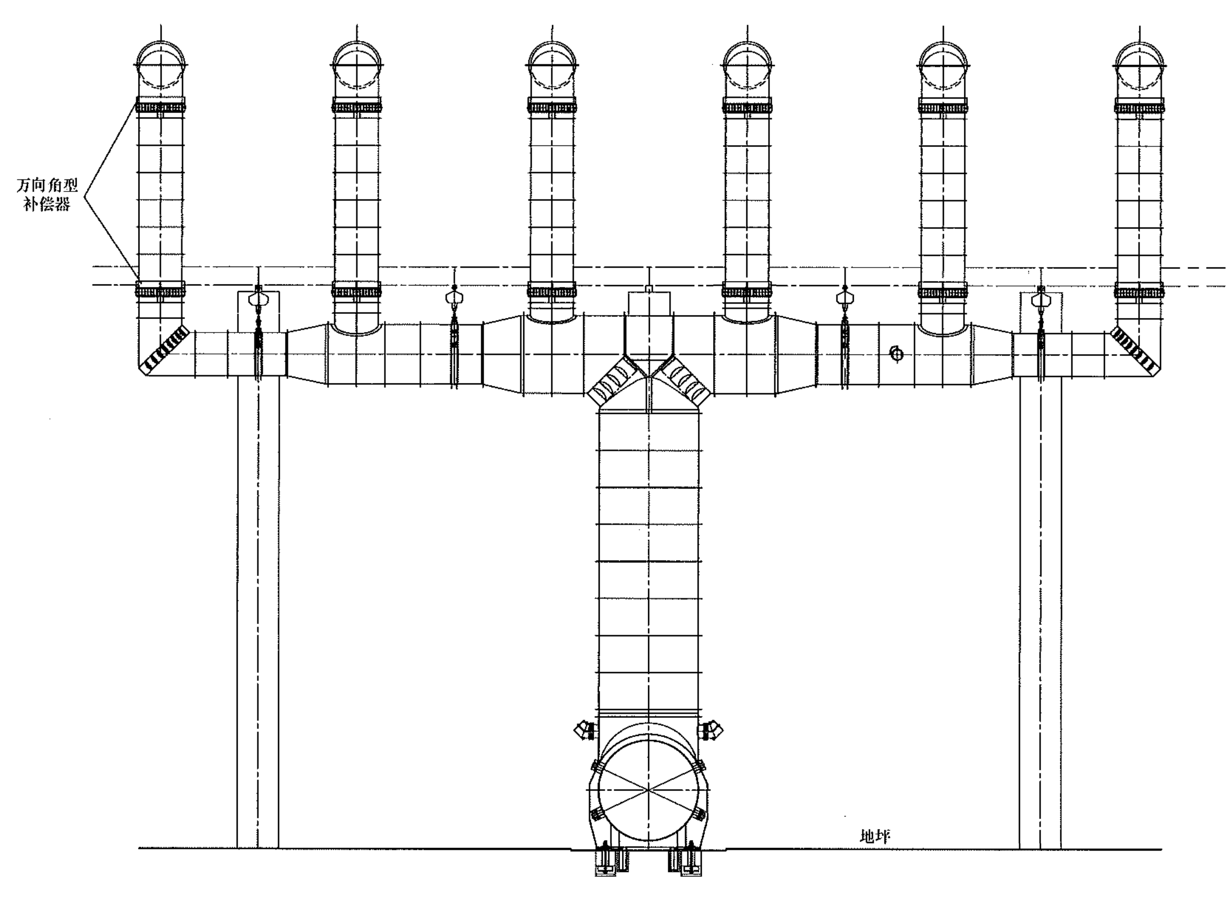


图 21-5　300MW 机组排汽管道高位布置简图（整体向上膨胀）

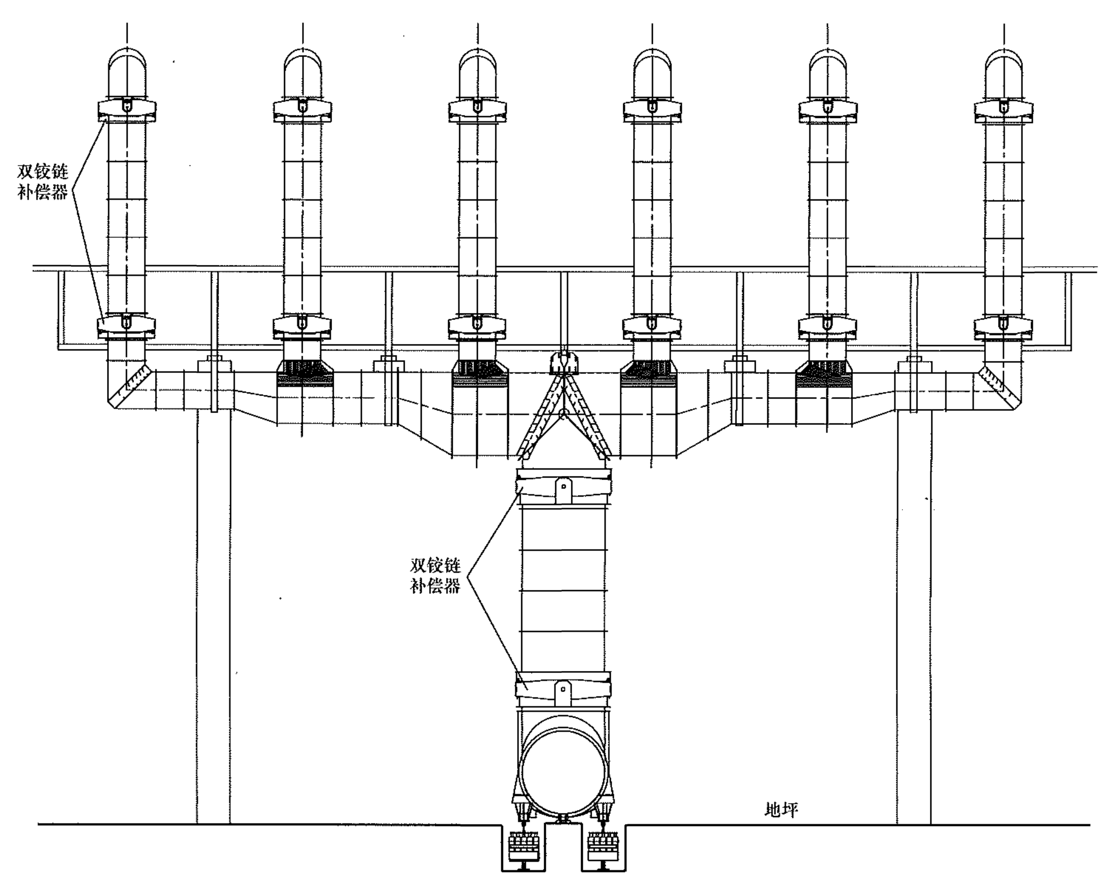


图 21-6　300MW 机组排汽管道高位布置简图（中间相对固定上下膨胀）

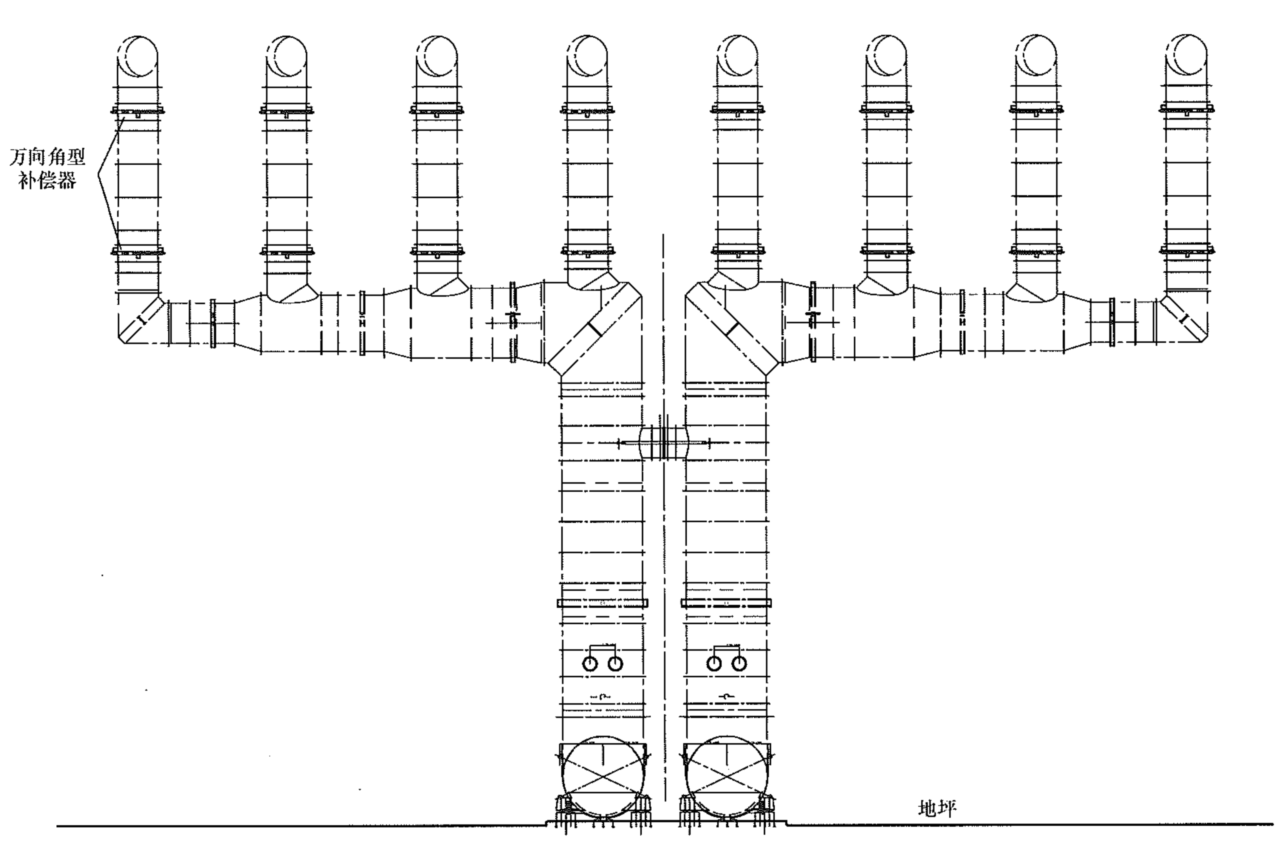


图 21-7　600MW 机组排汽管道高位布置简图（整体向上膨胀）

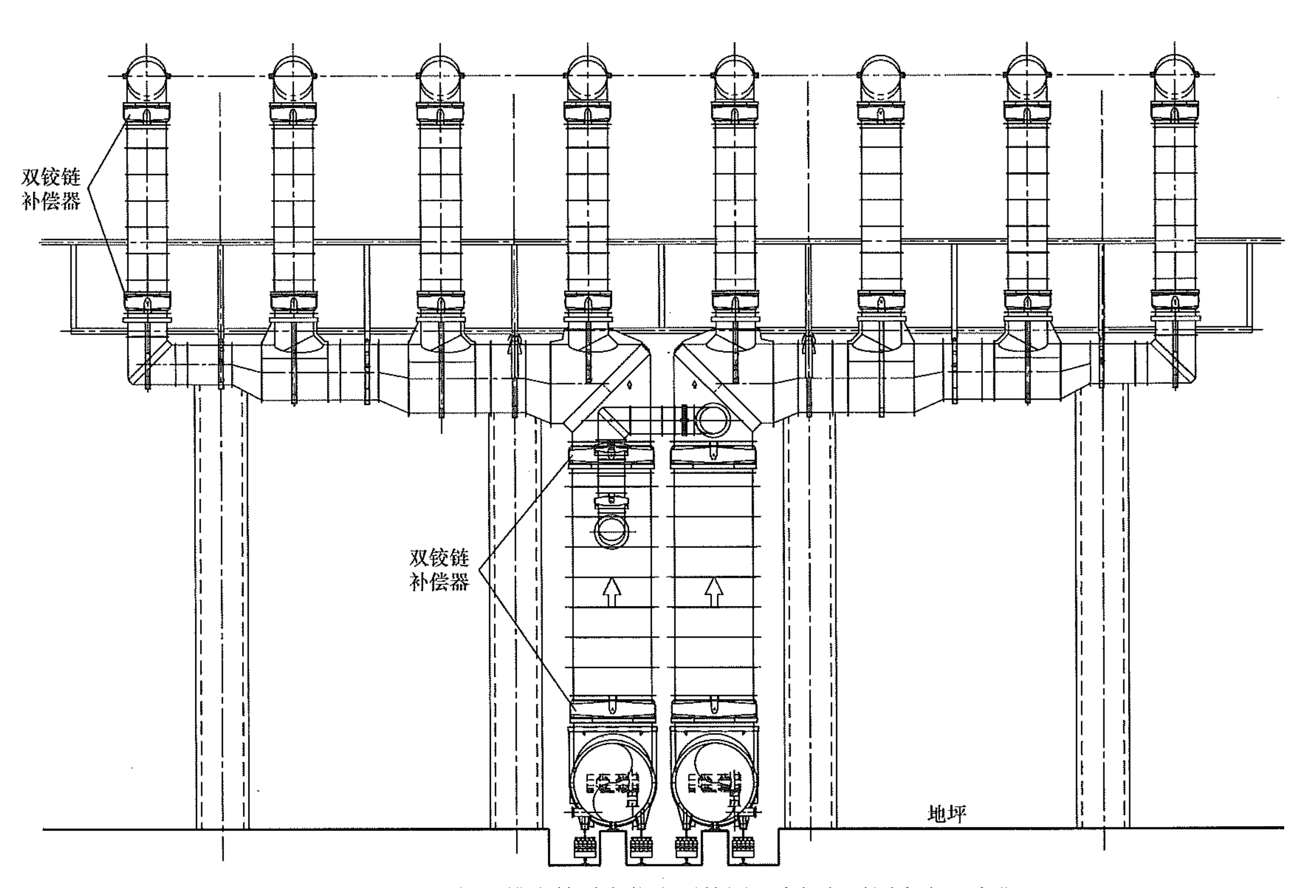


图 21-8　600MW 机组排汽管道高位布置简图（中间相对固定上下膨胀）

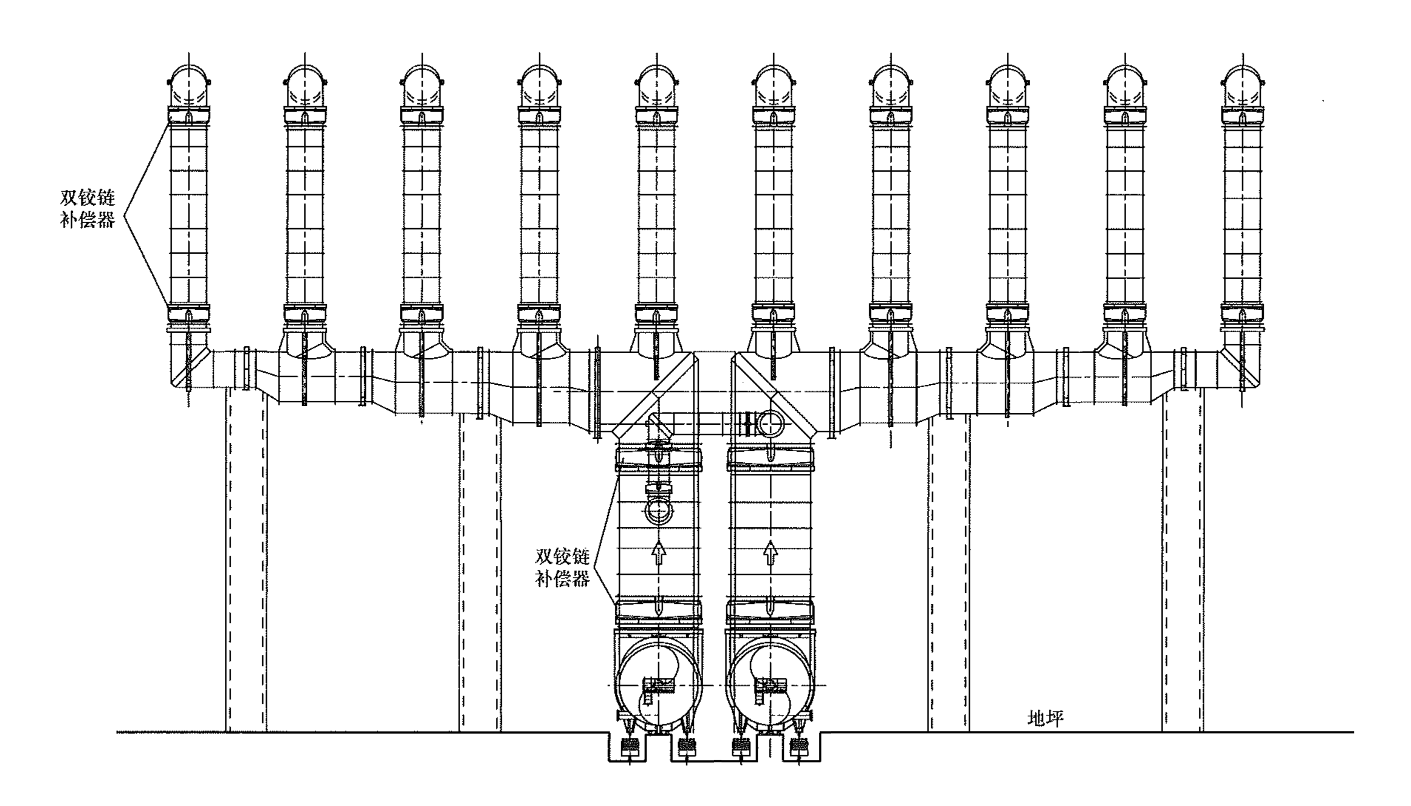


图 21-9　1000MW 机组排汽管道高位布置简图（中间相对固定上下膨胀）

3. Y 形布置方案

排汽管道Y形布置是从汽机房引出的排汽母管及其支管呈Y形布置在汽机房A列外，从倾斜母管上引出向上支管与空冷凝汽器蒸汽分配支管相接。600MW空冷机组排汽管道可采用Y形布置模式。其优点是：母管长度减小，弯头减少，分流三通为小角度，管道阻力较小，压差过冷度可以减少；管道质量减轻，能节省钢材；管系支吊架比其他布置形式减少，且无需空冷平台悬挑结构；但由于管系倾斜布置，安装时要求的安装角度精确，安装难度较大，安装工期较高。

排汽管道Y形布置膨胀及补偿器的设置是从汽轮机排汽装置引出的排汽母管上设置一组共三只轴向型补偿器，组成压力平衡式补偿器组，Y形母管由平衡三通引出。Y形母管上引出的各垂直面支管的上、下部分别设置一只万向角型补偿器，以吸收管道膨胀及空冷凝汽器分配管接口位移；至各分配管入口支管上各设置一只角向型补偿器，以吸收和传递分配管接口附加热位移。

排汽管道Y形布置支吊架设置从汽轮机排汽装置引出的低位排汽母管作为 z 向（垂直方向）的固定点，在排汽装置出口处设置一组恒力支架，平衡三通处两端各设置一组支架，入口处支架为固定支架，平衡端支架为滑动支架。Y形母管的标高约30m处，设置一组导向及恒力支吊架，导向支架限制垂直母管径向位移，恒力支吊架承受 z 向荷载。该组支吊架由单独钢结构支架支撑。各支管上均不设置支吊架。在恒力支架处设置减振装置。

排汽管道Y形布置需要汽机房A列与空冷平台之间留有适当的距离，用来考虑排汽管道施工吊车的布置。当排汽母管采用Y形布置时，A列距空冷平台17m是合适的。排汽管道Y形布置时也应注意与发电机封闭母线、共箱母线布置相配合，特别注意排汽管道倾斜母管及支撑塔架与之布置的配合。

Y形布置方案主要用在600MW机组上，如图21-10所示，一般都采用高位布置。300MW及以下机组也可采用低位布置方案。

二、排汽管道设计

排汽管道的布置理论上没有固定模式，根据空冷凝汽器的布置和汽轮机的排汽及A列外的布置条件，选择一个合理的方案，需要从流体动力特性、工程耗材、加工工艺及应力分析等几个方面来综合考虑。

1. 排汽管道设计原则

（1）排汽管道主、分支管道流量分配应均匀，应合理设置导流装置，控制局部阻力，减小流动阻力；应进行管道流体特性分析计算，去各列空冷凝汽器蒸汽分配支管的流量偏差应控制在支管流量的5%以内。

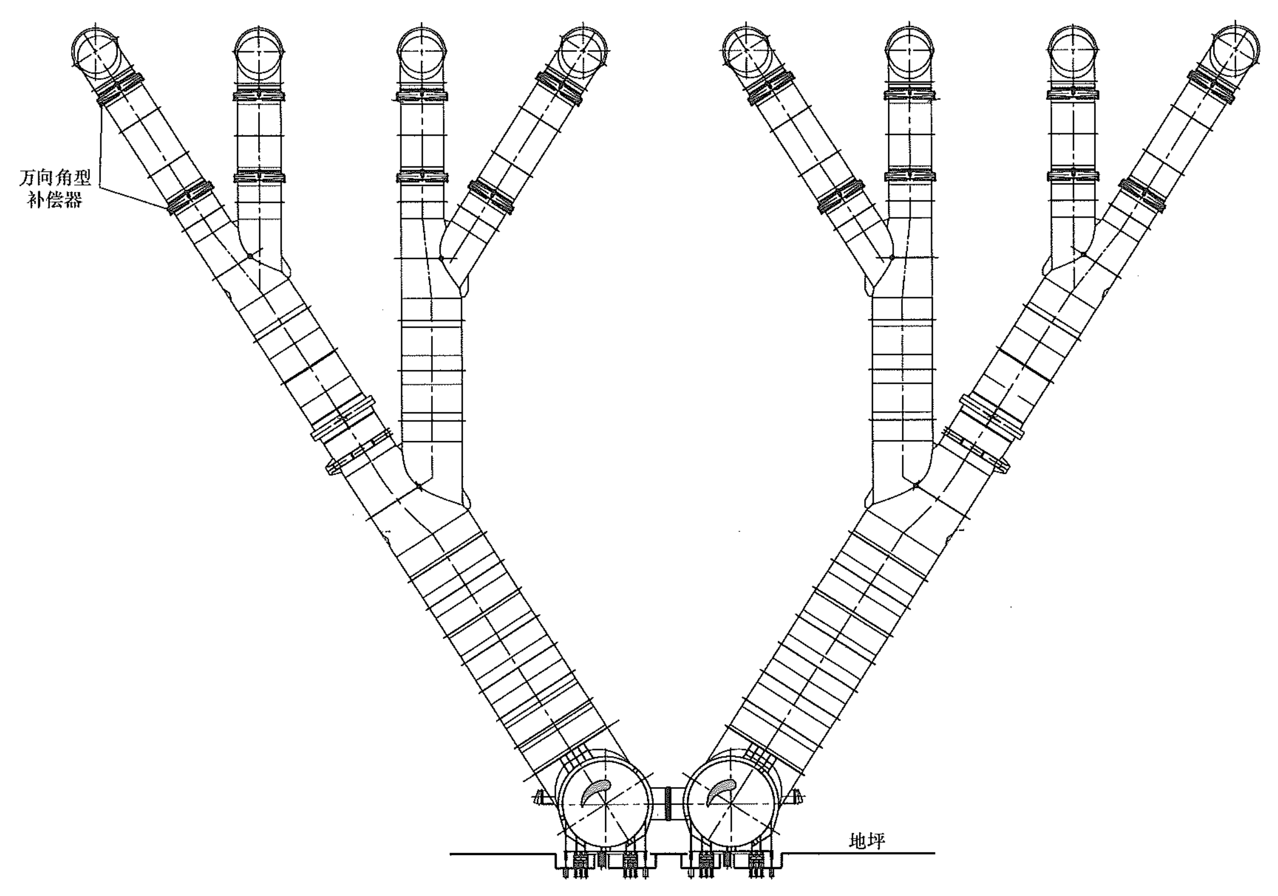


图 21-10　600MW 机组排汽管道 Y 形布置简图

（2）管道整体稳定性好，膨胀体系合理，管道应力、作用在设备接口的推力和力矩值（空载、运行、最大和地震状态）应满足最大允许范围。

（3）排汽管道底部应设置疏水点，将管道内的凝结水排入凝结水箱；安装坡度按水流方向为 0.01；疏水管道应进行保温。

（4）管道上装有超压安全薄膜，使其具有超压保护能力。

（5）对于两根排汽母管方案，管道之间设有平衡管道，以保证流量平衡和压力平衡。

（6）分支管道上通过安装一定数量的电动真空蝶阀，分配控制进入空冷凝汽器的蒸汽流量达到满足机组冬季启动的要求。

2. 排汽管道设计的主要内容及步骤

（1）通过计算选择合理的主管、支管的管径。

（2）参考常用的设计布置方案及设计原则，完成管道的布置。

（3）对初次使用的管道布置形式，应通过软件对流动特性进行分析；不满足流量分配和阻力要求时，应对管系进行优化调整。

（4）初选管道壁厚和加强圈间距、高度、厚度后，采用 GB 150《压力容器》中的计算方法进行计算；不合格时，对管道壁厚和加强圈间距、高度、厚度中部分数值进行调整，直到合格为止。

（5）排汽管道的附件选择和设置，包括补偿器、导流装置、人孔及爆破膜装置、支吊架、空冷蝶阀等。

（6）采用成熟的管道应力计算程序进行初步管道受力分析，确定管系整体布置、补偿器形式、管系约束形式及受力，该软件须具备膨胀节的计算功能；采用有限元软件对管系进行整体受力验算并进行应力分析。

（7）根据计算结果完成支吊架的设计。

第三节　空冷排汽管道安装、运行和联锁要求

一、安装要求

（1）排汽管道的加工、安装、检验与验收执行 GB 150《压力容器》和《固定式压力容器安全技术监察规程》（质技局发〔1999〕54 号）的相关条款。

（2）对于排汽管道的焊接，要严格执行 JB/T 4709《压力容器焊接规程》，检测执行 JB/T 4708《承压设备焊接工艺评定》。

（3）排汽管道的冷热加工成型必须满足 GB 150《压力容器》的要求，同时还应满足表 21-2 的要求。

表 21-2　直管道圆筒加工误差

项目	直径范围 D（mm）	数值（mm）
直径偏差	≤1820	±1.0
	1920～2620	±1.25
	2720～3820	±1.5
	3920～4820	±1.75
	4920～6020	±2.0
	6120～7020	±2.25
	7120～8020	±2.5
最大直径与最小直径之差	≤1820	≤2.0
	1920～2620	≤2.5
	2720～3820	≤3.0
	3920～4820	≤3.5
	4920～6020	≤4.0
	6120～7020	≤4.5
	7120～8020	≤5.0
环向棱角最小高度	≤3020	D：500
	≥3020	6

（4）排汽管道的焊接及热处理排汽管道的焊接、热处理、试板与试样必须满足 GB 150《压力容器》及《固定式压力容器安全技术监察规程》（质技局发〔1999〕54 号）的相关要求。排汽管道焊缝坡口的基本形式及尺寸均须符合 GB 985《气焊、手工电弧焊及气体保护焊焊缝坡口的基本形式与尺寸》的规定。工地平台焊接组装时，应采用双面坡口焊接，现场吊装组合焊口可采用单面坡口焊接。

二、运行与联锁

（1）排汽管道执行《固定式压力容器安全技术监察规程》（质技局发〔1999〕54 号）等压力容器相关的运行规程、规定，严格监视排汽管道运行温度、运行压力。在启动和停运阶段需严密监视恒力支吊架、限位支架及减振器的受力、位移等情况。

（2）排汽管道上除了安装控制汽轮机运行所必需的各种测点以外，还需监视排汽管道本身的压降和至各个蒸汽分配联箱的压降偏差，以判断各列空冷散热器流量分配和热负荷的偏差，为运行提供参考数据。在蒸汽分配联箱入口进行温度监测，分析各入口的温度偏差，同时在电动真空蝶阀关闭时监测管道末段温度，防止环境温度低于零下温度时真空蝶阀冻结，保证真空蝶阀安全灵活运行。

第四节　设　计　计　算

排汽管道设计相关的计算主要有管径计算、管道壁厚和加强圈的计算、应力分析与计算、流动特性分析和阻力计算。

一、管径计算

计算管径主要相关的因素有蒸汽流量、流速和介质的比体积。排汽管道管径按排汽流量和流速要求进行计算，流量、流速的选取原则如下：

（1）计算时设计流量为汽轮机 TMCR 工况下低压缸的排汽流量。

（2）在空冷汽轮机设计背压、排汽管道设计流量条件下，设计流速范围为 50～85m/s。

（3）采用阻塞背压运行时，排汽管道的流速以不大于 130m/s 进行校核计算。

（4）推荐流速是考虑管道允许的压力损失和管道的制造成本等因素确定的。

管径计算按式（21-1）或式（21-2）进行，即

$$D_i = 594.7\sqrt{\frac{q_m v}{w}} \tag{21-1}$$

$$D_i = 18.81\sqrt{\frac{q_V}{w}} \tag{21-2}$$

式中　D_i——管道内径，mm；

q_m——介质质量流量，t/h；

v——介质比体积，m^3/kg，根据压力、温度、干度查水蒸气焓熵表；

w——介质流速，m/s；

q_V——介质体积流量，m^3/h。

二、管道壁厚和加强圈的计算

排汽管道属于大口径薄壁结构，大型发电机组的排汽管道直径一般为 6020～7650mm，壁厚相对较薄，为 16～25mm，管径壁厚比大，使排汽管道的强度和稳定性分析具有与一般管道不同的特点。

排汽管道壁厚和加强圈采用校核计算，需要对直管壁厚、加强圈尺寸、加强圈间距进行组合选取，按 GB 150.3—2014《压力容器》中第 4 章的规定或国际上通用的 ASME Ⅷ —DIV.1—1992（UG-28）的设计标准进行校核计算。

外压锥壳的计算、锥壳与圆筒连接处的外压加强设计应符合 GB 150.3—2014《压力容器》中第 5 章的规定。校核计算不合格时，重新调整直管壁厚、加强

圈尺寸、加强圈间距。

壁厚和加强圈规格的选择原则：

（1）直管壁厚宜选用6、8、10、12、16、20mm。

（2）加强圈宜选用钢板制作，也可选用型钢。当选用型钢时，垂直布置管道的加强圈应有防止积雨水和灰尘的措施。

三、应力分析与计算

排汽管道受力分析范围确定为汽轮机排汽口（或排汽装置出口）至空冷凝汽器入口。排汽管道的应力分析与计算是为所设计的管道作出强度和安全性的评价，同时为管道的经济分析提供依据。与常规汽水管道相比，对管道设计和计算提出了更高的要求，计算时需要考虑的荷载更加全面，应力和对设备推力的控制也更严。

采用成熟的管道应力计算软件（如 CarsarⅡ）进行初步管道受力分析，确定管系整体布置、补偿器形式、管系约束形式及受力，管道应力计算软件须具备膨胀节的计算功能。

采用有限元软件对管系进行整体受力验算并进行应力分析。进行有限元分析的主要步骤：建立三维实体模型、选取软件单元、划分实体模型的网格、选取有限元模型边界条件、有限元分析计算、判定等效线性化法应力最大位置路径、计算和判定应力强度等。

1. 主要计算原则和方法

（1）管道应力分析原始数据包括设计参数、管系布置、管道及附件外形尺寸和材质，以及所有外部条件（包括各接口附加热位移、风荷载、地震等）。

（2）排汽管道设计参数包括管道设计压力、温度；运行及安装压力、温度等，按本章第一节选取。

（3）根据管道材质确定许用应力、弹性模量、线胀系数等性能参数。

（4）排汽装置与排汽管道接口、空气冷却器接口可视为设备接口，接口处的附加位移参与管道受力分析计算。

（5）计算要考虑风荷载和地震荷载，风荷载和地震荷载计算方法为：

1）风压计算参考 GB 50009《建筑结构荷载规范》，同时参考ASCE 7-98，垂直于露天管道表面的风荷载标准值按式（21-3）、式（21-4）计算，即

$$w_k = A\beta_z\mu_s\mu_z w_0 \qquad (21\text{-}3)$$

$$w_0 = v_0^2/1600 \qquad (21\text{-}4)$$

式中 w_k——风荷载标准值，kN/m²；

w_0——基本风荷载，kN/m²，按50年一遇10m高10min平均最大风速所相应的风荷载；

A——安全系数，排汽管道属高耸结构，取安全系数 $A=1.15$；

β_z——z高度处的风振系数，取 β_z 为1；

μ_s——风荷载体形系数，取0.9；

μ_z——风荷载高度系数，按地面粗糙度等级按B级，取值见表21-3。

表21-3 风荷载高度系数

高度（m）	高度系数 μ_z
5	1
10	1
15	1.14
20	1.25
30	1.42
40	1.56
50	1.67
60	1.77

将不同高度的风压输入受力计算程序中进行风荷载计算。

2）地震工况按静态分析和动态分析两种方法计算。静态分析需要输入各个方向的地震加速度。可采用响应频谱分析法对地震工况进行动态分析，根据地震影响系数 α 定义，求出地震影响系数即可导出地震谱分析需要的频谱值，逐点输入原始文件。

根据GB 50011—2010《建筑抗震设计规范》（2016年版）中5.1.4，地震影响系数曲线根据地震烈度、场地类别、设计地震分组和结构自振周期及阻尼比确定，如图21-11所示。

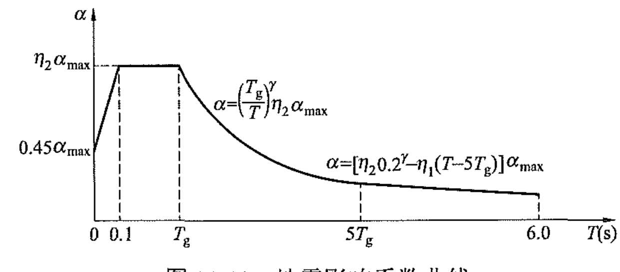


图21-11 地震影响系数曲线

图21-11中 α 为地震影响系数；T 为结构的自振周期（s）；η_1 为直线下降段的下降斜率调整系数，η_2 为阻尼调整系数，γ 为曲线下降段的衰减指数，分别按GB 50011—2010中式（5.1.5-2）、式（5.1.5-3）、式（5.1.5-1）进行计算，式中 ζ 为阻尼比，由于阻尼比为试验取得的数据，参考GB 50011—2010中8.2.2，空冷排汽管道的阻尼比采用0.02；水平地震影响系数最大值 α_{max} 按GB 50011—2010中表5.1.4-1选取，特征周期

T_g 应根据场地类别和设计地震分组按 GB 50011—2010 中表 5.1.4-2 选取。

3）设备接口端点附加位移应考虑热膨胀、设备沉降及风荷载、地震引起的位移，并按计算工况进行叠加组合。

4）设备沉降引起的附加位移取值建议工程中根据实际的地基土物理特性、地基处理方式与土建专业协商确定。

5）风荷载和地震工况附加位移。汽轮机排汽装置接口应考虑地震工况引起的设备附加位移，可根据地震峰值加速度计算得出，一般由设备制造厂提供。空冷凝汽器接口应考虑风荷载和地震工况引起的设备附加位移，一般由设备制造厂提供，设备制造厂应与空冷平台支撑结构的设计方（土建专业）配合后确定。

6）设备接口附加位移由以上条件组合叠加出各工况下的设备接口条件。

7）补偿器原始数据主要包括各补偿器的外形尺寸和轴向、横向、角向及扭转刚度，一般由补偿器制造厂提供原始数据。

8）对于管系中的滑动支架，还需输入其摩擦系数。所有竖直滑动支撑（弹簧）及水平导向滑动支撑采用不锈钢与不锈钢联合，计算使用的摩擦系数是 0.2。由于受汽轮机排汽装置接口推力的限制，为降低汽轮机排汽装置接口的推力和力矩，滑动支架的摩擦系数可能会要求小于 0.1，在设计时应充分注意滑动板材料的选取。

9）汽轮机排汽装置及空冷凝汽器接口允许力和力矩一般由设备制造厂提供，并在设计过程中与设计单位协商。

2. 计算工况的确定

基本荷载工况可包括单个荷载，或者可包括几个加在一起的荷载。在荷载工况的后面可以定义工况类型，即持续工况、膨胀工况、偶然荷载工况、操作工况、弹簧选择工况。

利用代数组合工况可以将基本荷载工况的结果进行组合。工况组合时假设风荷载和地震荷载不同时发生，不进行叠加。

（1）正常荷载工况组合（无偶然荷载工况）。正常荷载工况应考虑自重（W）、位移（D）、温度（t）、压力（p）、弹簧附加力（F）等荷载分量，并由这些荷载分量组合出弹簧选择工况、操作工况、持续工况，并根据操作工况和持续工况组合出膨胀工况。荷载分量中位移（D）、温度（t）、压力（p）应包括冬季运行、夏季运行、设计值、低温启动等工况下取值，其中压力还应包括设计正压和设计真空。

（2）风荷载工况组合。风荷载工况除了自重（W）、位移（D）、温度（t）、压力（p）、弹簧附加力（F）等荷载分量外，还包括$+x$、$-x$、$+y$、$-y$ 向风荷载分量。工况组合时应取正常工况中最危险工况对应的荷载分量与风荷载分量组合。

（3）地震荷载工况组合。

1）静态分析。地震荷载工况除了自重（W）、位移（D）、温度（t）、压力（p）、弹簧附加力（F）等荷载分量外，还包括$+x$、$-x$、$+y$、$-y$、$+z$、$-z$ 向地震荷载分量。工况组合时应取正常工况中最危险工况对应的荷载分量与地震荷载分量组合。

2）地震响应谱分析（动态分析）。应根据地震响应谱定义 x、y、z 三个方向的动态工况，动静组合时应选静态分析中无偶然荷载时的最危险工况与各动态工况组合。根据 GB 50011—2010 中 5.1.1，质量和刚度分布明显不对称的结构，应计入双向水平地震作用下的扭转效应；当地震烈度为 8、9 度时，应计入竖向地震作用。

3. 计算结果的分析

从输出文件可以得到各个工况的位移、约束荷载、应力、单元之间的力和选取的弹簧表的情况。

三通、折转、变径、支吊架管部等结构不连续产生应力集中的地方，必须应用有限元程序进行详细地分析，将分析得到的这些结构的应力加强系数代入分析软件进行验算。阻尼器的设置应通过地震响应谱分析，比较管系中各处装设阻尼器与不设阻尼器等各种情况下管系的动态应力、接口推力、动态位移结果，从而得出合理的设置方案。

应力分析判定原则：应力可分为一次总体薄膜应力 p_m、一次局部薄膜应力 p_L、一次弯曲应力 p_b、二次应力 Q、峰值应力 F。一次应力对应静力强度，二次应力对应安定性，峰值应力对应疲劳强度。

（1）疲劳分析的免除条件按 JB 4732《钢制压力容器—分析设计标准》相关条款执行。

（2）应力强度的计算按 JB 4732《钢制压力容器—分析设计标准》相关条款执行。

1）一次总体薄膜应力强度 S_{I}，由 p_m 算得。

2）一次局部薄膜应力强度 S_{II}，由 p_L 算得。

3）一次（薄膜或局部）加一次弯曲应力强度 S_{III}，由 p_L+p_b 算得。

4）一次加二次应力强度 S_{IV}，由 p_L+p_b+Q 算得。

5）峰值应力强度 S_{V}，由 p_L+p_b+Q+F 算得。

（3）许用极限值即应力强度的判按 JB 4732《钢制压力容器—分析设计标准》相关条款执行。

1）一次总体薄膜应力强度 S_{I} 的许用极限为 KS_m。

2）一次局部薄膜应力强度 S_{II} 的许用极限为 $1.5KS_m$。

3）一次（薄膜或局部）加一次弯曲应力强度 S_{III} 的许用极限为 $1.5KS_m$。

4）一次加二次应力强度 S_{IV}的许用极限为 $3KS_m$。

四、管道流动特性分析和阻力计算

1. 排汽管道的流动特性分析

可采用计算流体动力学软件对管系的流量分配和阻力特性进行流动特性分析，能够计算出各分支管道的流量分配和阻力，具体计算步骤和计算要求如下：

（1）宜按下列步骤进行流体动力学分析：建立三维实体模型，划分实体模型的网格，选取计算模型，定义物质属性、操作条件及边界条件，计算区域初始化，分析计算，收敛性判定，计算结果的合理性验证。

（2）通过流量分配的分析，得出空冷岛各列蒸汽分支管道的流量，流量偏差应满足本章第一节第三部分主要性能指标的要求。

（3）通过阻力特性的分析，得出空冷排汽管道的整体和局部阻力损失，空冷排汽管道的总阻力应满足本章第一节第三部分主要性能指标的要求。

（4）通过流量分配和流动特性结果的综合分析，优化和确定支管与主管的连接方式、变径管和弯头的形式。

2. 排汽管道的阻力简化计算

可采用简化计算方法来计算阻力，阻力简化计算是根据给定的管道布置、管径、介质流量及其参数，取对应的阻力系数，根据达西公式计算管道的阻力。

（1）管道的阻力系数按计算式（21-5）计算，即

$$\xi_t = \frac{\lambda}{Di}L + \sum\xi_l \qquad (21\text{-}5)$$

式中 λ——管道摩擦系数；

L——管道总展开长度（包括附件长度），m；

$\sum\xi_l$——管道总局部阻力系数。

（2）管道的阻力按式（21-6）进行简化计算，即

$$\Delta p = \xi_t \frac{w^2}{2v} \qquad (21\text{-}6)$$

式中 ξ_t——管道总阻力系数；

w——管内介质流速，m/s；

v——介质的比体积，m^3/kg。

直接空冷排汽管道压力损失的计算，应采用经过验证认为适用的计算方法，总压力损失宜按计算值乘以 1.3～3.0 的裕量系数。

排汽管道各零部件局部阻力系数见表 21-4。

表 21-4　排汽管道各零部件局部阻力系数

类别	示意图	实用条件	阻力损失系数	经典值实用条件	经典阻力系数
圆管	L, D L/D=0.39	$Re>1.2\times10^5$ $\Delta=0.015/310=0.00005$ $Re>5\times10^4$～8.2×10^4 $\Delta=0.015/160=0.00009$	0.0188 0.016～0.0174	$\Delta=0.00006$ $\Delta=0.00009$	0.0104 0.012
90°弯头上三通	2, L_2/D_2=1.3, D_2, L_3, D_3, 3, L_3/D_3=0.19, L_1/D_1=320, D_1, L_1, 1	$Re>1.1\times10^5$ $A_2/A_1=0.25$ $Re>1.1\times10^5$ $A_3/A_1=0.66$	2.08 0.315	—	—
变径三通	L_3/D_3=1.3, D_3, L_1, L_3, D_1, D_2, L_1/D_1=0.56, L_2, L_2/D_2=1.22	$Re>1\times10^5$ $A_2/A_1=0.65$ $Re>9\times10^4$ $A_3/A_1=0.38$	0.224 1.792	$A_2=A_3$，T 形分流三通 $A_2/A_1=0.65$ $q_{m2}/q_{m1}=0.67$ $A_3/A_1=0.65$ $q_{m3}/q_{m1}=0.33$	0.15 1.22
变径三通	L_3/D_3=1.3, D_3, L_1, L_3, D_1, D_2, L_1/D_1=1.5, L_2, L_2/D_2=0.625	$Re>8.5\times10^4$ $A_2/A_1=0.58$ $Re>1\times10^5$ $A_3/A_1=0.58$	0.397 1.229	$A_2=A_3$，T 形分流三通 $A_2/A_1=0.58$ $q_{m2}/q_{m1}=0.5$ $A_3/A_1=0.58$ $q_{m3}/q_{m1}=0.5$	0.1 1.0

续表

类别	示意图	实用条件	阻力损失系数	经典值实用条件	经典阻力系数
90°弯头	L_2/D_2=1.3；D_2；L_2；L_1；D_1；L_1/D_1=1.88	$Re>9\times10^4$ $A_2/A_1=1$	0.489	直角弯头出口向下 $A_2/A_1=1$	0.2
变径三通出口为变径	L_3/D_3=1.23；L_1；D_3；L_3；D_1；D_2；L_1/D_1=0.56；L_2；L_2/D_2=1.22	$Re>9.5\times10^4$ $A_2/A_1=0.65$ $Re>9.4\times10^4$ $A_3/A_1=0.45$	0.235 1.413	$A_2=A_3$，T形分流三通 $A_2/A_1=0.65$ $q_{m2}/q_{m1}=0.67$ $A_3/A_1=0.65$ $q_{m3}/q_{m1}=0.33$	0.15 1.22
变径三通出口为变径	L_3/D_3=1.23；L_1；D_3；L_3；D_1；D_2；L_1/D_1=1.5；L_2；L_2/D_2=0.625	$Re>8.2\times10^4$ $A_2/A_1=0.58$ $Re>1.05\times10^5$ $A_3/A_1=0.68$	0.148 1.2	$A_2=A_3$，T形分流三通 $A_2/A_1=0.58$ $q_{m2}/q_{m1}=0.5$ $A_3/A_1=0.58$ $q_{m3}/q_{m1}=0.5$	0.1 1.0

注　Re 为雷诺数；A 为管件截面面积；q_m 为质量流量。

第五节　设　备　选　型

排汽管道的组成件包括三通、弯头、堵板、变径管、补偿器、导流装置、人孔及爆破膜装置、支吊架、空冷蝶阀等。排汽管道的所有管道、阀门、附件之间应采用焊接连接，并按规定做焊缝检查。

一、三通、弯头、变径管、堵板

三通、弯头、变径管、堵板现场加工制作，材料宜与管道材料一致。除了直管道、回转锥壳（大小头）可采用 GB 150《压力容器》中相关条款的计算方法计算外，结构和受力复杂的三通、异型件、组合支吊架管部等部套须采用分析设计的方法设计。分析设计采用有限元分析方法。

二、导流装置

排汽管道中流体折转部位装设导流装置，导流装置具有管道弯头功能，使高速蒸汽流体进行多角度的转向，可有效地减少局部压降，进行有效的流量分配，使各个支管的流量分配均匀和整体压降减小，减小相关管件的受力，从而减少高速湿蒸汽对管壁的冲刷。

导流装置按压力容器标准设计和制造，装置内部导流片承受高速湿蒸汽流体冲击，受力复杂，需进行完善的受力分析，可采用专业的局部应力分析软件来完成。导流片材质选择上应具备抗湿蒸汽磨损、冲刷，抗汽蚀性能。

依据管道整体流动特性分析结果确定导流片的数量和角度。导流装置按下面技术要求来设计：

（1）入口宜采用流线型。

（2）材质宜选用耐腐蚀和冲刷的不锈钢。

（3）应对导流装置进行受力分析。

三、补偿器

排汽管道的刚度大，自补偿能力差，管系的膨胀主要靠设置金属波纹补偿器来补偿，根据管系的膨胀要求，选择适宜的补偿器形式和组合来吸收各方向的位移，具体选择原则如下：

（1）吸收单平面内的横向变形量宜选用一对角向型波纹补偿器。

（2）吸收横向三维方向的变形量宜选用一对万向型波纹补偿器。

（3）吸收横向和轴向各种位移、不使系统支座或设备承受内压推力宜选用曲管压力平衡补偿器。

（4）补偿器的膨胀节应为多层结构，应力应控制在适用标准允许的应力范围内。每层最小厚度为 0.7mm，最小寿命周期为 2000 次，最小计算寿命时间为 175000h。宜采用奥氏体不锈钢 TP316L 或与其性能相当的材料。

（5）焊接端连接管应与其连接的管道材料相一

致，并对直径的公差、椭圆度、扁平度进行控制，保证与管道的对接。内部衬层应与其焊接端管材料相一致。铰接或万向膨胀节的销和连接件应为锻件或轧制件。

四、真空蝶阀

由于空冷岛防冻的需要，为满足冬季启/停机和运行最小防冻流量的要求，在空冷凝汽器入口的部分蒸汽分配管上设置真空蝶阀。真空蝶阀通过隔绝部分空冷单元，增大其他运行单元的热负荷，达到空冷凝汽器的最小防冻流量要求，防止管束结冻。另外，真空蝶阀的设置也有利于安装调试阶段真空系统的检漏和热态清洗。真空蝶阀一般优先安装在外侧冷却单元，由外到内。

1. 真空蝶阀数量的确定

根据空冷岛提供的最小防冻流量和允许时间的要求，结合锅炉的启动曲线；同时，根据空冷凝汽器对最小防冻流量和达到最小防冻流量所允许的时间要求，结合锅炉启/停机运行曲线和旁路容量计算确定真空蝶阀的数量。其具体数量确定步骤如下：

（1）选择合理的最低启动温度。根据当地气象条件通过综合考虑，一般选用最冷月平均温度作为最低启动温度。

（2）由空冷岛制造厂提供的最低启动温度下空冷凝汽器每列冷却单元要求的最小热荷载，以及达到相应热荷载所需要求的时间。

（3）根据锅炉/汽轮机启动曲线，主要是冷启动曲线（长期停机时期），确定对应空冷岛要求的达到最低热荷载所需时间下的排汽热负荷。

（4）根据机组相应时间下排汽热负荷的量，看能满足几列空冷凝汽器要求的最小热荷载，来确定不加真空蝶阀隔离的冷却单元。

（5）按照总的冷却单元数减去不加真空蝶阀的冷却单元数，来确定需要设置真空蝶阀的数量。

（6）抽汽供热式机组的真空蝶阀数量选择除应满足机组冬季启/停机的要求外，还应按当地极端最低温度校核计算是否满足最小排汽流量的运行工况。

2. 真空蝶阀的技术要求

排汽管道真空蝶阀应选用真空密封形式的蝶阀，阀门两侧均应具有可靠的密封性能，阀板一侧按全真空、另一侧按大气压设计。蝶阀口径较大，且布置位置较高，应配置电动执行机构。由于阀门室外布置，应合理地选择阀门各部件材料，北方寒冷地区的阀门阀体及执行机构宜设置电伴热装置。

真空蝶阀应满足如下技术要求：

（1）真空蝶阀应满足在极端气象条件下安全运行。

（2）真空蝶阀宜选择电动蝶阀，双向密封，泄漏量不低于 ANSI B16.104 CLASS Ⅵ级。

（3）蝶阀密封圈可选择橡胶软密封或金属硬密封，密封圈应便于通过人孔进行更换，宜采用装配式。

（4）采用软密封时阀体宜设电伴热装置，阀体外部应保温。

（5）真空隔离阀应按空冷凝汽器外侧向中间顺序布置在空冷凝汽器分配管的水平段上，并设置操作平台。

（6）真空蝶阀与排汽管道连接应采用焊接。

五、爆破膜装置

汽轮机的每根排汽母管上应设置一定数量的爆破膜装置。爆破膜装置总的安全泄放量应不小于汽轮机的最大排汽量。爆破膜装置的数量与排汽管道规格、每个爆破膜装置的排放量及规格有关。爆破膜装置主要由爆破片和夹持器组成。爆破膜装置用于内部压力可变的真空运行系统，因此爆破膜片内侧应有一个真空支撑件，以防止环境大气压力作用在爆破膜片上向内侧破裂。

1. 爆破膜片的选用原则

（1）爆破膜片本身的材质宜为不锈钢。

（2）爆破膜片应由专业设备制造厂通过理论计算及试验特殊制作，能精确保证设备所要求的保护压力，充分体现爆破膜装置对设备的保护作用。

（3）爆破膜装置的排放面积应根据每个爆破膜片的排放量、设计爆破压力及当地大气压力确定，可参照 GB 150—2011《钢制压力容器》中附录 B 或 API RP 520 标准中的规定计算。

（4）爆破压力，应根据爆破膜片的形式及荷载性质确定，一般取 0.14MPa（a）。

（5）爆破压力响应偏差，一般取±10%。

（6）设计爆破压力，等于爆破压力加上响应偏差的上限值。

2. 爆破膜装置的技术要求

（1）汽轮机的每根排汽母管上均应设置爆破膜装置，每台机组设置的爆破膜装置数量不少于 2 个。

（2）爆破膜装置和汽轮机本体配套大气隔膜阀的总安全泄放量应不小于汽轮机的最大排汽量。

（3）爆破膜装置的排放面积及规格，应根据每个爆破膜片的排放量、设计爆破压力及当地大气压力确定。

（4）爆破膜片的爆破压力应比汽轮机低压缸上的大气隔膜阀爆破压力高 5kPa，并应考虑防止内侧破裂。

（5）爆破膜片的材质宜为不锈钢。

（6）必须明确标注爆破膜装置上压力方向，以便现场能够正确安装。

六、支吊架

排汽管道支吊架的设置和选型应根据管系的总体布置和对支吊架的功能要求综合分析确定。

1. 支吊架设计和选型的技术要求

支吊架间距应考虑管道荷载的合理分布，并满足管道强度、刚度和稳定性等要求；支吊架管部应有足够的强度和刚度，结构简单，未经实践检验的管部应采用有限元分析对其强度和刚度进行校核计算。支吊架零部件应按其结构最不利的组合荷载进行选择和设计。

支吊架设计和选型的技术要求如下：

（1）对大截面排汽管道的支架，应采用多点支撑及防扭转的措施。

（2）组合支吊架管部材料可与管道材料相同，在使用温度等于或低于－20℃时，应做低温冲击试验。

（3）用于承受拉伸荷载的支吊架零部件应采用有冲击功值的钢材，其冲击功值应符合国家标准的相关规定。

（4）支吊架零部件应采用轧制或锻制工艺制作，并不应采用沸腾钢或铸铁材料。

（5）支吊架连接件和弹簧外壳应进行镀锌处理。

（6）应分析比较管系中阻尼器各种设置方案对管系的动态应力、接口推力、动态位移的结果后，最终确定阻尼器的设置方案。

（7）垂直管道的管部结构或用于限制管道轴向位移的双臂管部结构，应考虑由于管道和支吊架位移引起的偏心受载，管部的任一悬臂上都能承受支吊架的全部荷载。

（8）吊杆螺纹及其配件的螺距采用 GB/T 17116.3《管道支吊架　第 3 部分：中间连接件和建筑结构连接件》中的 A 系列，螺纹公称直径为 64mm 及以下时，采用粗牙螺纹；螺纹公称直径为 72mm 及以上时，采用螺距为 6mm 的细牙螺纹。

2. 弹簧组件技术要求

弹簧组件是支吊架中的重要部件，应满足以下技术要求：

（1）选择弹簧时，荷载转移系数不大于 0.1。

（2）弹簧组件应设有荷载和行程指示牌及预先设定“热”和“冷”态位置的标志。变力弹簧组件应有防止弹簧过应力或脱载的限制位移措施，恒力弹簧组件应有防止行程过大或脱载的安全装置和制动装置。

（3）弹簧组件应有安装用的锁定装置，锁定时，弹簧能承受支吊架的结构荷载。

（4）恒力弹簧组件应做性能测试，恒定度不大于 5%。

（5）恒力弹簧组件应有供现场调整荷载的设施，其荷载调整量应不小于 20%。

（6）恒力弹簧组件的公称位移量应比计算位移量大 20%，且不得小于 15mm。

第二十二章

热网首站系统设计

第一节　系　统　说　明

一、热网加热蒸汽系统

（一）设计范围及内容

（1）供热抽凝式汽轮机热网加热蒸汽接口或背压式汽轮机排汽口至热网加热器蒸汽接口之间的管道。

（2）供热抽凝式汽轮机热网加热蒸汽管道或背压式汽轮机排汽管道上的安全阀排放管道。

（3）供热抽凝式汽轮机热网加热蒸汽管道或背压式汽轮机排汽管道至热网补水除氧器的加热蒸汽管道。

（4）供热抽凝式汽轮机热网加热蒸汽管道、背压式汽轮机排汽管道或热网加热器本体至热网疏水箱的汽平衡管道。

（5）热网循环水泵汽轮机驱动蒸汽及排汽管道。

（二）系统功能

（1）加热一级热网循环水，对外输出热量，满足集中供热系统的供热需求。

（2）当抽凝式汽轮机中低压缸连通管道调节蝶阀或热网加热蒸汽管道快关调节阀、气动止回阀出现误动作或开度不匹配时，防止热网加热蒸汽管道超压。

（3）通过在热网补水除氧器内加热除氧，除去一级热网循环水补水中的氧气和其他不凝结气体。

（4）平衡热网疏水箱内的压力，确保热网疏水系统通畅。

（5）为热网循环水泵汽轮机提供驱动汽源。对于背压式驱动汽轮机，利用排汽加热热网循环水；对于凝汽式驱动汽轮机，配置排汽方式。

（三）主要设计参数

1. 设计压力

（1）对于来自汽轮机非调整抽汽的热网加热蒸汽管道，设计压力取用汽轮机调节汽阀全开工况下该级抽汽压力的1.1倍，且不应小于0.1MPa（g）。

（2）对于来自汽轮机调整抽汽的热网加热蒸汽管道，设计压力取用汽轮机在各工况下的最高工作压力；当上述压力低于安装在热网抽汽管道上安全阀的最低整定压力时，设计压力取用安全阀的最低整定压力。

（3）对于来自背压式汽轮机排汽的热网加热蒸汽管道，设计压力取用背压汽轮机排汽的最高工作压力。

（4）对于来自减温减压装置出口的热网加热蒸汽管道，设计压力取用减温减压装置出口蒸汽的最高工作压力；当上述压力低于安装在减温减压装置上的安全阀的最低整定压力时，设计压力取用安全阀的最低整定压力。

2. 设计温度

（1）对于来自汽轮机非调整抽汽的热网加热蒸汽管道，设计温度取用汽轮机调节汽阀全开工况下抽汽参数，等熵求取管道在设计压力下的相应温度。

（2）对于来自汽轮机调整抽汽的热网加热蒸汽管道，设计温度取用抽汽的最高工作温度。

（3）对于来自背压式汽轮机排汽的热网加热蒸汽管道，设计温度取用排汽的最高工作温度。

（4）对于来自减温减压装置出口的热网加热蒸汽管道，设计温度取用减温减压装置出口蒸汽的最高工作温度。

二、热网加热器疏水、放气系统

（一）设计范围及内容

（1）由热网加热器正常疏水出口经热网疏水母管或热网疏水箱、热网疏水泵、除铁过滤器至除氧器进口前主凝结水管道，或由热网加热器正常疏水出口经热网疏水冷却器至凝汽器（排汽装置）的热网正常疏水管道。

（2）由热网加热器事故疏水出口至热网事故疏水扩容器或排污降温池的热网事故疏水管道。

（3）热网加热器水侧疏水、放气管道及安全阀排放管道。

（4）热网加热器汽侧疏水、放气管道及安全阀排放管道。

（5）事故疏水扩容器排汽管道及放水管道。

（二）系统功能

（1）保持热网加热器及热网加热器疏水箱的正常运行水位，回收热网疏水，防止热网加热器满水进而造成汽轮机进水。

（2）排出热网加热器及热网加热器疏水箱中的不凝结气体，提高换热效率。

（3）热网加热器超压保护。

（三）主要设计参数

1. 设计压力

（1）热网加热器疏水出口至热网疏水箱入口之间的热网疏水管道，设计压力取用热网加热蒸汽管道的设计压力与疏水静压之和，且不应小于 0.1MPa（g）。

（2）热网疏水箱出口至热网疏水泵入口之间的热网疏水管道，设计压力取用疏水箱内最高工作压力与疏水静压之和。

（3）对于热网疏水泵出口的热网疏水管道，当采用调速泵时，设计压力取用疏水泵选型工况下转速特性曲线最高点对应的压力与泵进水侧压力之和；当采用定速泵时，设计压力取用泵特性曲线最高点压力与泵进水侧压力之和。

（4）热网加热器疏水出口经疏水冷却器至凝汽器的热网疏水管道，设计压力取用热网加热蒸汽管道的设计压力与疏水静压之和，且不应小于 0.1MPa（g）。

（5）热网加热器疏水、放气系统管道，设计压力取用热网加热蒸汽管道设计压力与疏水静压之和，且不应小于 0.1MPa（g）。

2. 设计温度

（1）热网加热器正常疏水管道，设计温度取用热网加热器正常疏水出口的最高工作温度。

（2）热网加热器事故疏水管道，设计温度取用热网加热蒸汽管道设计压力对应的饱和温度。

三、热网循环水及其定压系统（一级热网循环水系统）

（一）设计范围及内容

（1）由热网首站内热网循环水泵出口经热网加热器至厂区围墙外 1m 处的热网循环水供水管道。

（2）由厂区围墙外 1m 经自动滤水器至热网首站内热网循环水泵进口的热网循环水回水管道。

（3）热网循环水泵进口母管至出口母管的防水锤泄压旁通管道。

（4）热网加热器进口至出口的旁路管道。

（5）采用旁通管定压方式时，热网循环水泵进、出口的旁通管定压管道。

（6）热网循环水回水管道上的安全阀排放管道。

（二）系统功能

（1）向二级热网换热站或热用户提供压力、温度及流量满足要求的热网循环水。

（2）热网循环水超压保护。

（3）防止热网循环水汽化及热网循环水泵汽蚀，维持热网循环水系统定压点的压力恒定。

（三）主要设计参数

1. 设计压力

（1）当热网循环水系统中的热网循环水泵全部采用定速泵时，热网循环水管道的设计压力取用热网循环水泵中单个特性曲线最高点对应的压力与该泵进水侧压力之和中最大值。

（2）当热网循环水系统中的热网循环水泵既有定速泵又有调速泵时，从热网循环水泵出口至第一道关断阀前管道的设计压力按照调速泵和定速泵特点分别选取：调速泵出口管道设计压力取用调速泵在选型工况下转速特性曲线最高点对应的压力与泵进水侧压力之和；定速泵出口管道设计压力取用泵特性曲线最高点压力与泵进水侧压力之和。第一道关断阀之后热网循环水管道的设计压力取用定速泵与调速泵出口压力的较大值，定速泵出口压力取用泵特性曲线最高点对应的压力与该泵进水侧压力之和；调速泵出口压力取用泵在选型工况对应的转速及设计流量下泵提升压力的 1.1 倍与泵进水侧压力之和。

（3）当热网循环水系统中的热网循环水泵均为调速泵时，从热网循环水泵出口至第一道关断阀前管道的设计压力取用泵在选型工况下转速特性曲线最高点对应的压力与泵进水侧压力之和；第一道关断阀之后热网循环水管道的设计压力取用泵在选型工况对应的转速及设计流量下泵提升压力的 1.1 倍与泵进水侧压力之和。

2. 设计温度

（1）对于热网加热器入口管道，设计温度取用热网循环水回水最高工作温度和热网循环水回水及热网补水混合后温度两者中的较高温度。

（2）对于热网加热器出口管道，设计温度取用热网循环水供水最高工作温度加 5℃的温度偏差。

四、热网循环水补水及辅机冷却水系统

（一）设计范围及内容

（1）由软化水或锅炉排污水来的热网补水经热网首站内的热网补水除氧器加热除氧，再经热网补水泵升压后进入热网循环水回水的热网补水管道。

（2）来自工业水的热网循环水事故补水管道。

（3）由主厂房辅机冷却水供水母管至热网首站各设备辅机冷却水进水接口的辅机冷却水供水管道。

（4）由热网首站各设备辅机冷却水出水接口至主厂房辅机冷却水回水母管的辅机冷却水回水管道。

（二）系统功能

（1）向热网循环水系统提供满足水质要求的正常补水，保持热网循环水系统流量及压力稳定。

（2）向热网循环水系统提供事故补水。

（3）向热网首站内需要冷却水的辅机设备提供满足其要求的冷却水并回收冷却水。

（三）主要设计参数

1. 设计压力

（1）对于由软化水或锅炉排污水至热网补水除氧器的热网补水管道，设计压力取用其最高工作压力。

（2）对于由热网补水除氧器至热网补水泵进口的热网补水管道，设计压力取用热网补水除氧器额定工作压力与最高水位时水柱静压之和。

（3）对于由热网补水泵至热网循环水回水管道的热网补水管道，设计压力取用热网补水泵性能曲线最高点对应的压力与泵进水侧压力之和。

2. 设计温度

（1）对于由软化水或锅炉排污水至热网补水除氧器的热网补水管道，设计温度取其最高工作温度。

（2）对于由热网补水除氧器至热网循环水回水管道的热网补水管道，设计温度取用热网补水除氧器额定压力下的饱和水温度。

第二节 常见系统设计方案

一、热网加热蒸汽系统

（一）单元制热网加热蒸汽系统

1. 系统设计原则

单元制热网加热蒸汽系统以机组为单元，各机组热网加热蒸汽系统完全独立，每台机组只向本台机组对应的热网加热器提供加热蒸汽，相邻机组热网加热蒸汽管道之间不设置联络管道。

单元制热网加热蒸汽系统各台机组相互独立，相互没有影响，便于单台机组的热电分别调节，避免由于参数不一致带来的损失，降低了汽轮机进水的隐患，提高了机组的安全性。

2. 系统方案设计

在汽轮机中低压缸连通管上设置调节蝶阀，对于新建机组，热网加热蒸汽管道由中压缸排汽端引出；对于改造机组，热网加热蒸汽管道由中低压缸连通管上引出。热网加热蒸汽管道每个支管上依次装设安全阀、快关调节阀、气动止回阀及电动蝶阀，在每台热网加热器供汽支管上装设电动蝶阀。单元制热网加热蒸汽系统如图 22-1 所示。

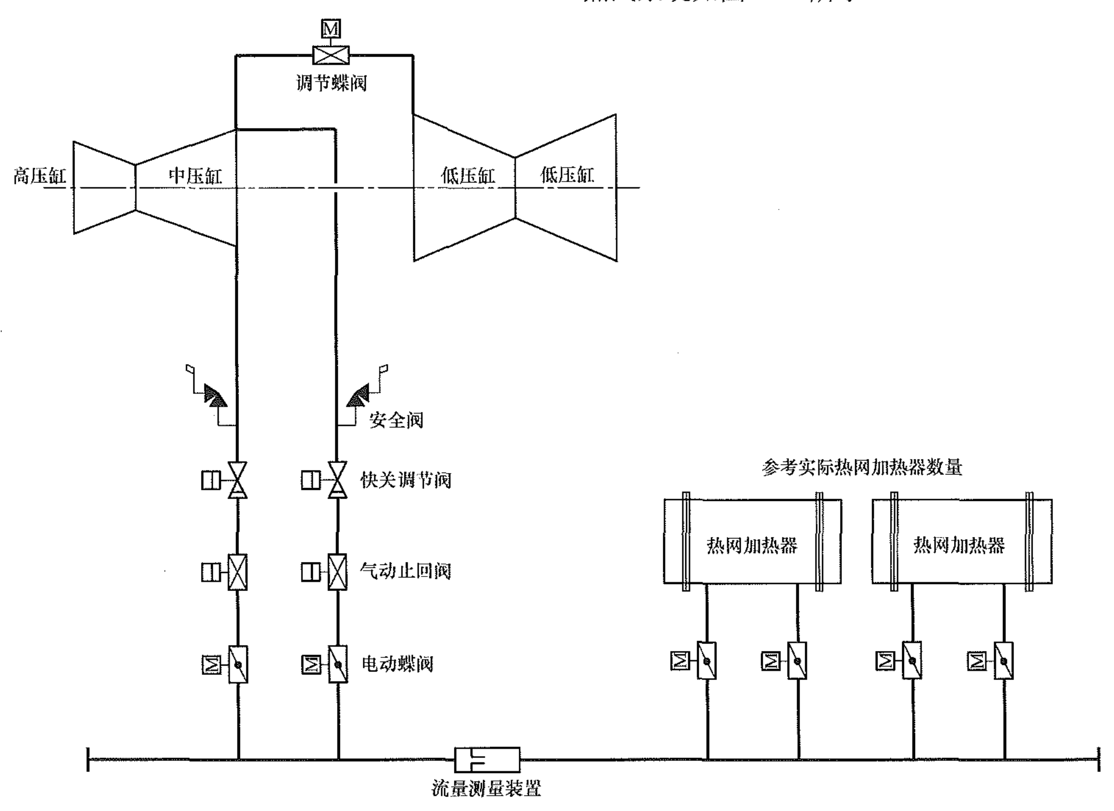


图 22-1 单元制热网加热蒸汽系统示意图

3. 阀门功能及系统设计需要注意的问题

（1）中低压缸连通管调节蝶阀。调节供热抽汽压力、低压缸进汽压力及中压缸排汽温度，使其保持在汽轮机制造厂设计的范围内，调节蝶阀设置有最小开度，保证低压缸最小冷却流量，在汽轮机运行中严禁关闭。

（2）热网加热蒸汽管道安全阀。当热网加热蒸汽管道阀门误关或开度与中低压缸连通管调节蝶阀开度不匹配时，保证中低压缸排汽管道不超压。

（3）热网加热蒸汽管道快关调节阀。调节中压缸排汽压力，确保在各个运行工况下，汽轮机抽汽量不超过汽轮机设计允许的最大抽汽量；与此同时，在机组甩负荷或热网加热器出现高水位后，快关调节阀快速关闭，防止汽轮机超速及进水。通过快关调节阀调整热网加热器进汽量，进而调整热网循环水供水温度。

（4）热网加热蒸汽管道气动止回阀。在机组甩负荷或热网加热器出现高水位后，作为第二种保护措施防止汽轮机超速及进水。

（5）热网加热蒸汽管道及热网加热器进口电动蝶阀。实际运行中，快关调节阀与气动止回阀可能存在泄漏，热网加热蒸汽管道电动蝶阀有利于隔离系统；热网加热器进口的电动蝶阀用于在运行中切断汽源，停运单个热网加热器。

（二）母管制热网加热蒸汽系统

1. 系统设计原则

母管制热网加热蒸汽系统将所有供热机组热网加热蒸汽汇集至一根供汽母管上，至各台热网加热器的蒸汽管道从母管上单独接出，热网加热蒸汽母管设计流量为各台供热机组热网加热蒸汽设计流量之和。母管制热网加热蒸汽系统通常应用于背压式热电联产机组。

2. 系统方案设计

在汽轮机中低压缸连通管上设置调节蝶阀，对于新建机组，热网加热蒸汽管道由中压缸排汽端引出；对于改造机组，热网加热蒸汽管道由中低压缸连通管上引出。热网加热蒸汽管道每个支管上依次装设安全阀、快关调节阀、气动止回阀及电动蝶阀，在每台热网加热器供汽支管上装设电动蝶阀，每台机组热网加热蒸汽母管上应装设流量测量装置。母管制热网加热蒸汽系统如图 22-2 所示。

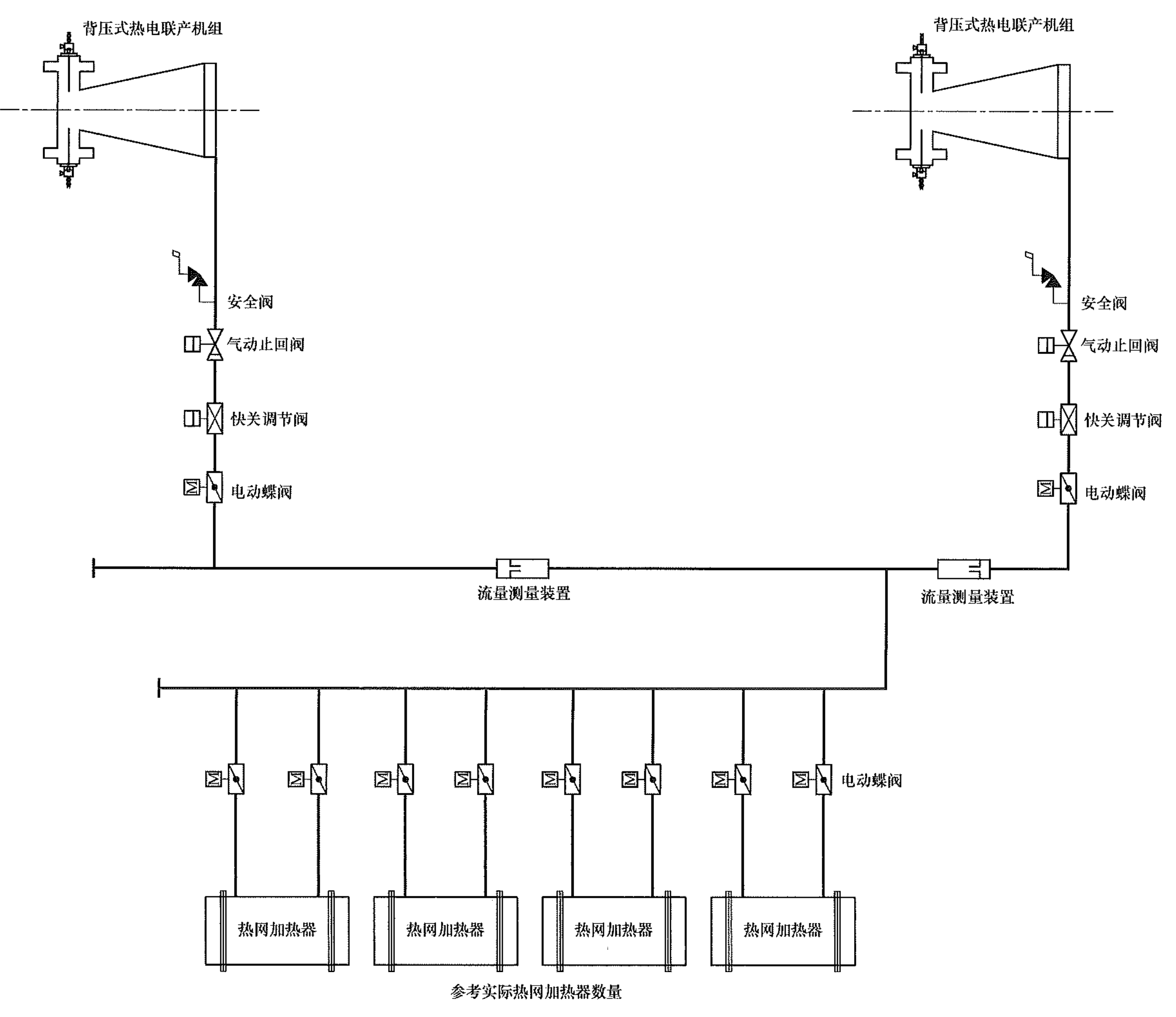


图 22-2　母管制热网加热蒸汽系统示意图

3. 阀门功能及系统设计需要注意的问题

中低压缸连通管调节蝶阀、热网加热蒸汽管道安全阀、快关调节阀、气动止回阀及电动蝶阀的功能与单元制热网加热蒸汽系统相同。机组热网加热蒸汽管道上的流量测量装置用于计量每台机组的热网加热蒸汽流量，提供热网疏水至每台机组的流量参数，保证每台机组热网疏水回收流量与热网加热蒸汽流量平衡。

（三）扩大单元制热网加热蒸汽系统

1. 系统设计原则

在多个单元制热网加热蒸汽系统供热抽汽总管上增加联络母管，联络母管的设计流量按照单个热网加热器的设计加热蒸汽流量考虑，扩大单元制热网加热蒸汽系统与单元制热网加热蒸汽系统相比，可以实现多台机组之间切换部分热网加热蒸汽。联络母管管径小于每台机组的热网加热蒸汽母管。

2. 系统方案设计

在汽轮机中低压缸连通管上设置调节蝶阀，对于新建机组，热网加热蒸汽管道由中压缸排汽端引出；对于改造机组，热网加热蒸汽管道由中低压缸连通管上引出。热网加热蒸汽管道每个支管上依次装设安全阀、快关调节阀、气动止回阀及电动蝶阀，在每台机组热网加热蒸汽母管上设置一个流量测量装置，在每台热网加热器供汽支管上装设电动蝶阀，每两台机组供汽总管上设一根联络管，联络管上设置电动蝶阀。扩大单元制热网加热蒸汽系统如图 22-3 所示。

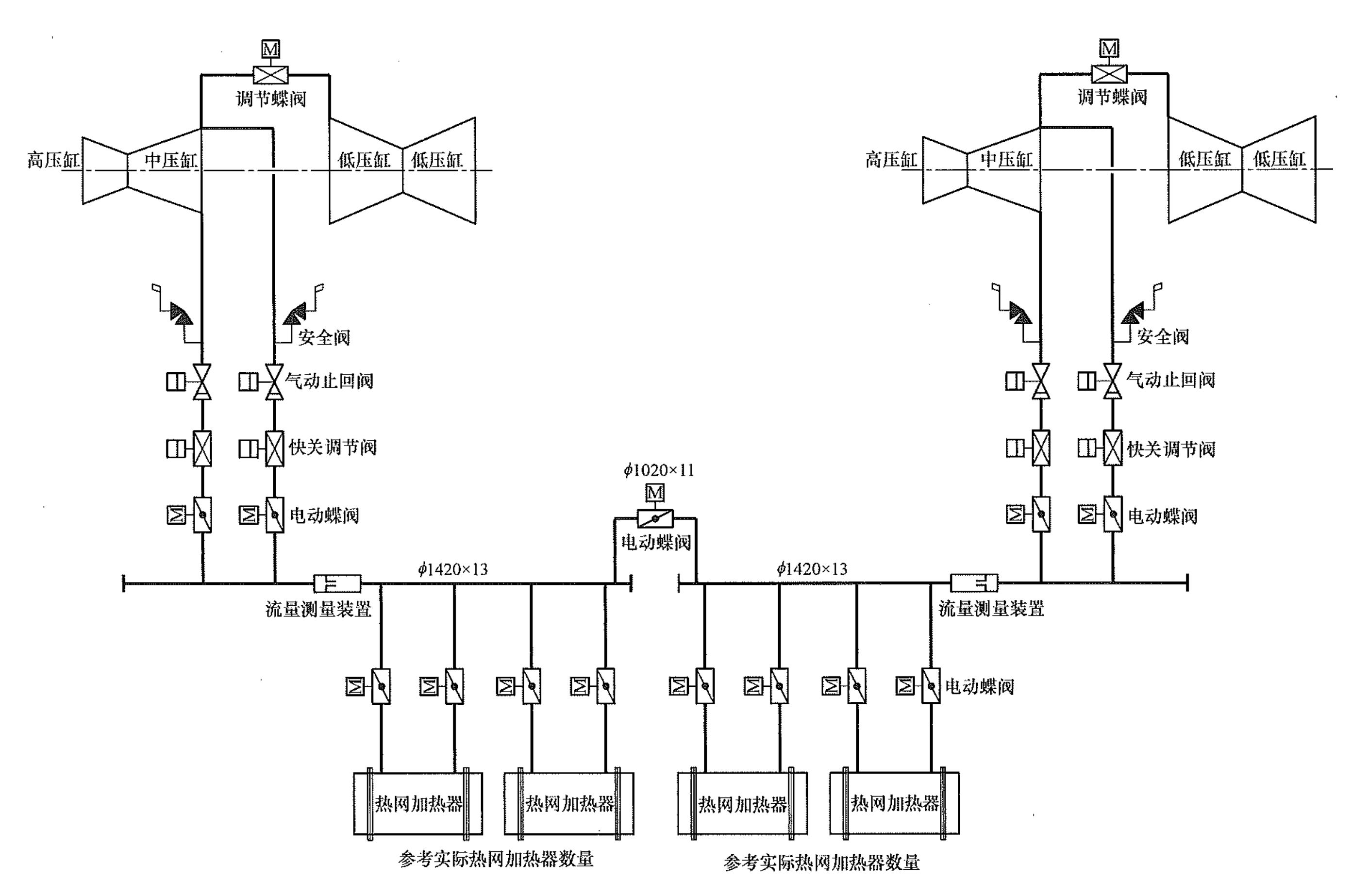


图 22-3　扩大单元制热网加热蒸汽系统示意图

3. 阀门功能及系统设计需要注意的问题

中低压缸连通管调节蝶阀、热网加热蒸汽管道安全阀、快关调节阀、气动止回阀及电动蝶阀的功能与单元制系统相同。热网加热蒸汽供汽联络管上的电动蝶阀仅在某台机组停机，且运行机组某个热网加热器出现故障时打开，将部分热网加热蒸汽切换至正常的热网加热器上运行。每台机组热网加热蒸汽管道上的流量测量装置用于计量该机组的热网加热蒸汽流量，提供热网疏水至每台机组的流量参数，保证每台机组热网疏水回收流量与热网加热蒸汽流量平衡。

（四）分段母管制热网加热蒸汽系统

1. 系统设计原则

在多个单元制热网加热蒸汽系统供热抽汽总管上增加切换母管，切换母管的设计流量按照单台机组的设计热网加热蒸汽流量考虑。

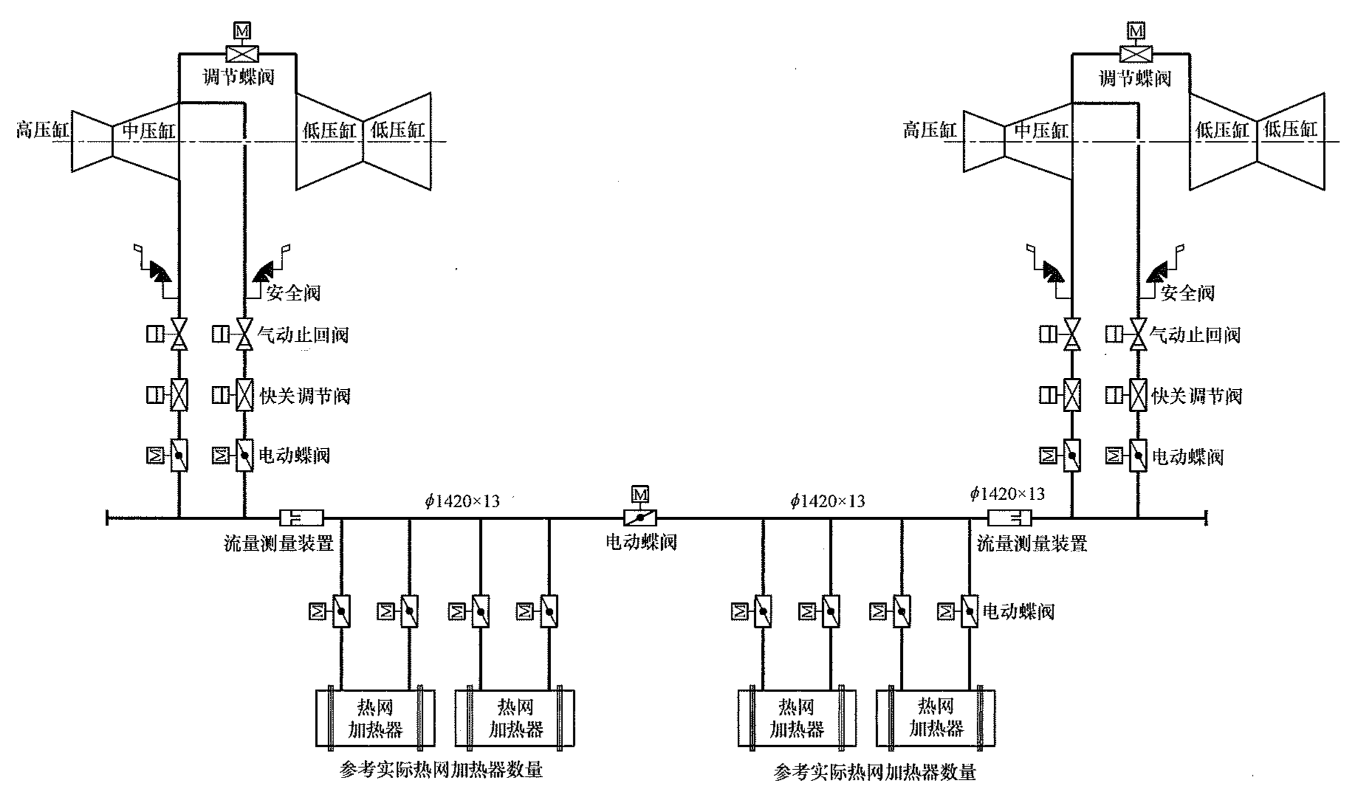


图 22-4　切换母管制热网加热蒸汽系统示意图

2. 系统方案设计

在汽轮机中低压缸连通管上设置调节蝶阀，对于新建机组，热网加热蒸汽管道由中压缸排汽端引出；对于改造机组，热网加热蒸汽管道由中低压缸连通管上引出。热网加热蒸汽管道每个支管上依次装设安全阀、快关调节阀、气动止回阀及电动蝶阀，在每台机组热网加热蒸汽母管上设置一个流量测量装置，在每台热网加热器供汽支管上装设电动蝶阀，每两台机组供汽总管上设一根切换母管，切换母管上设置电动蝶阀。切换母管制热网加热蒸汽系统如图 22-4 所示。

3. 阀门功能及系统设计需要注意的问题

中低压缸连通管调节蝶阀、热网加热蒸汽管道安全阀、快关调节阀、气动止回阀及电动蝶阀的功能与单元制系统相同。热网加热蒸汽切换母管上的电动蝶阀可以将运行机组的热网加热蒸汽切换至停运机组的热网加热蒸汽系统运行。每台机组热网加热蒸汽管道上的流量测量装置用于计量该机组的热网加热蒸汽流量，提供热网疏水至每台机组的流量参数，保证每台机组热网疏水回收流量与热网加热蒸汽流量平衡。

二、热网加热器疏水、放气系统

（一）单元制热网加热器疏水系统

1. 系统设计原则

每台机组热网疏水系统独立设置，与其他机组之间不设置联络管道。正常疏水回收通过疏水冷却器回收至凝汽器或排汽装置，也可设置疏水泵回收至除氧器。

2. 系统方案设计

（1）疏水回收至凝汽器或排汽装置。每台热网加热器疏水管道依次设置电动闸阀及水位调节阀，热网疏水进入热网疏水冷却器通过凝结水回收余热后接至凝汽器或排汽装置，热网疏水冷却器应设置带有电动闸阀的旁路。单元制热网加热器疏水回收至凝汽器或排汽装置系统如图 22-5 所示。

（2）疏水回收至除氧器。每台机组热网加热器正常疏水管道依次设置电动闸阀及水位调节阀，每台机组设置一台热网疏水箱及两台热网疏水泵，一台运行，一台备用。疏水泵入口设置手动闸阀，出口设置止回阀及电动闸阀，热网疏水经热网疏水泵升压后回收至除氧器进口的凝结水管道中，至除氧器的管道上设置水位调节阀。单元制热网加热器疏水回收至除氧器系统如图 22-6 所示。

（二）母管制热网加热器疏水系统

1. 系统设计原则

当热网加热蒸汽系统采用母管制时，热网加热器正常疏水也必须采用母管制系统，以确保每台机组热网疏水的等量回收。将每台机组的热网加热器正常疏水单独或合并汇集至疏水母管或热网疏水箱，正常疏水回收通过疏水冷却器回收至凝汽器或排汽装置，也可设置疏水泵回收至除氧器。

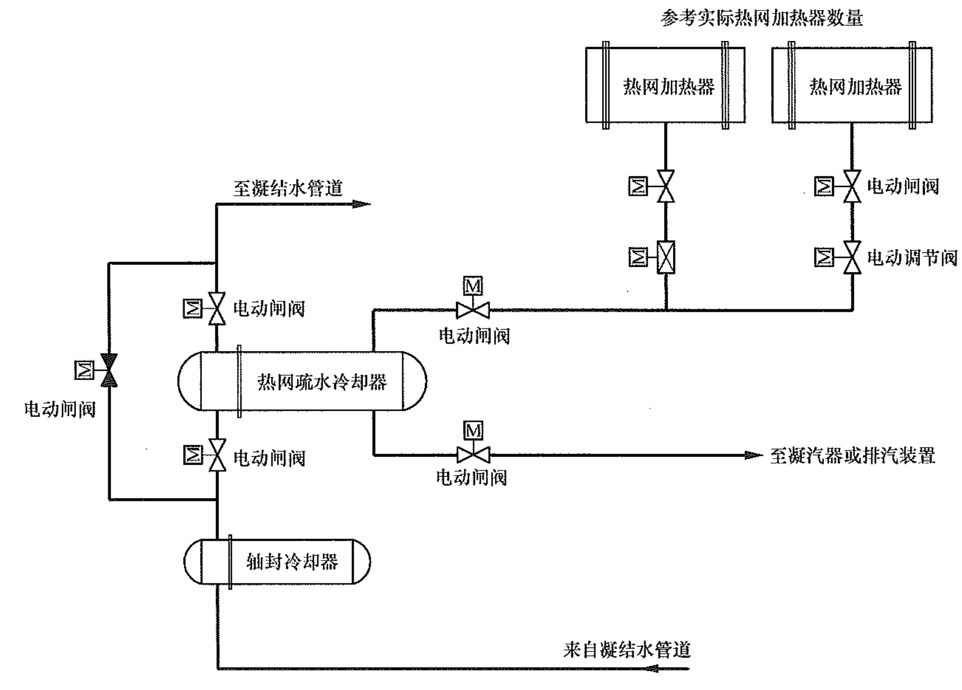


图 22-5　单元制热网加热器疏水回收至凝汽器或排汽装置系统示意图

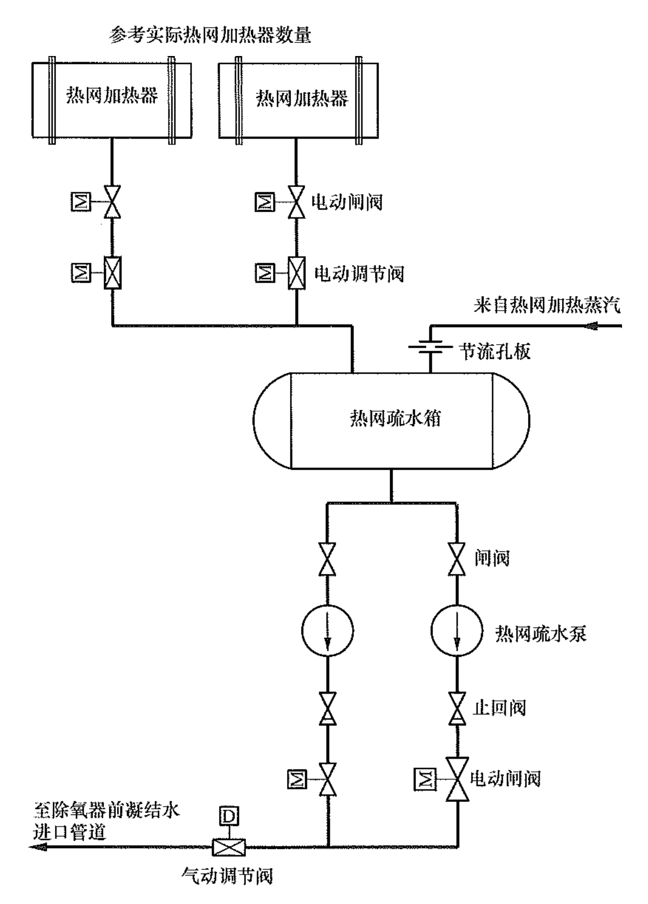


图 22-6　单元制热网加热器疏水回收至除氧器系统示意图

2. 系统方案设计

（1）疏水回收至凝汽器或排汽装置。每台热网加热器正常疏水管道依次设置电动闸阀及水位调节阀，所有机组的正常疏水汇集到热网疏水母管，热网疏水进入热网疏水冷却器通过凝结水回收余热后接至凝汽器或排汽装置，热网疏水冷却器应设置带有流量调节阀和电动闸阀的旁路，至凝汽器或排汽装置的管道上设置流量测量装置。疏水回收至凝汽器或排汽装置的母管制热网加热器疏水系统如图 22-7 所示。

（2）疏水回收至除氧器。每台机组热网加热器正常疏水管道依次设置电动闸阀及水位调节阀，所有机组的正常疏水汇集到热网疏水箱，热网疏水经热网疏水泵升压后回收至除氧器进口的凝结水管道中，至除氧器的管道上设置流量调节阀及流量测量装置。疏水回收至除氧器的母管制热网加热器疏水系统如图 22-8 所示。

（三）扩大单元制热网加热器疏水系统

1. 系统设计原则

当热网加热蒸汽系统采用扩大单元制时，热网加热器正常疏水也应采用扩大单元制系统，以确保每台机组热网疏水的等量回收。每台机组的热网正常疏水系统与单元制系统基本相同，仅是在热网加热器疏水控制阀或热网疏水泵后设置联络母管，联络母管设计流量与热网加热蒸汽侧联络母管相同。热网加热蒸汽侧采用扩大单元制系统运行时，热网疏水系统也采用扩大单元制系统运行。

2. 系统方案设计

（1）疏水回收至凝汽器或排汽装置。与单元制系统配置基本相同，仅是在热网加热器疏水控制阀后设置联络母管，并设置闸阀，至每台机组凝汽器或排汽装置的管道上设置流量调节阀及流量测量装置。疏水回收至凝汽器或排汽装置的扩大单元制热网加热器疏水系统如图 22-9 所示。

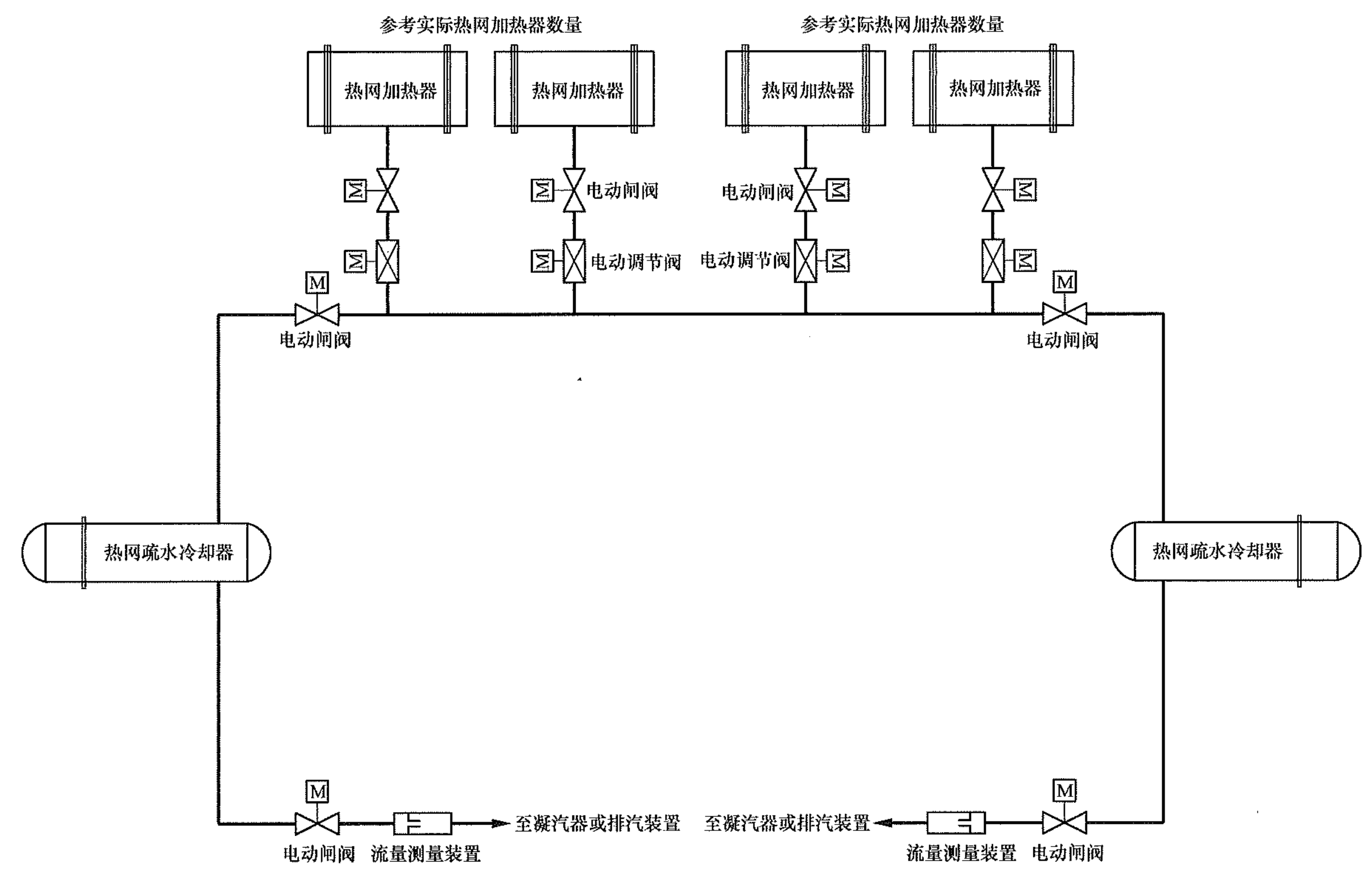


图 22-7　疏水回收至凝汽器或排汽装置的母管制热网加热器疏水系统示意图

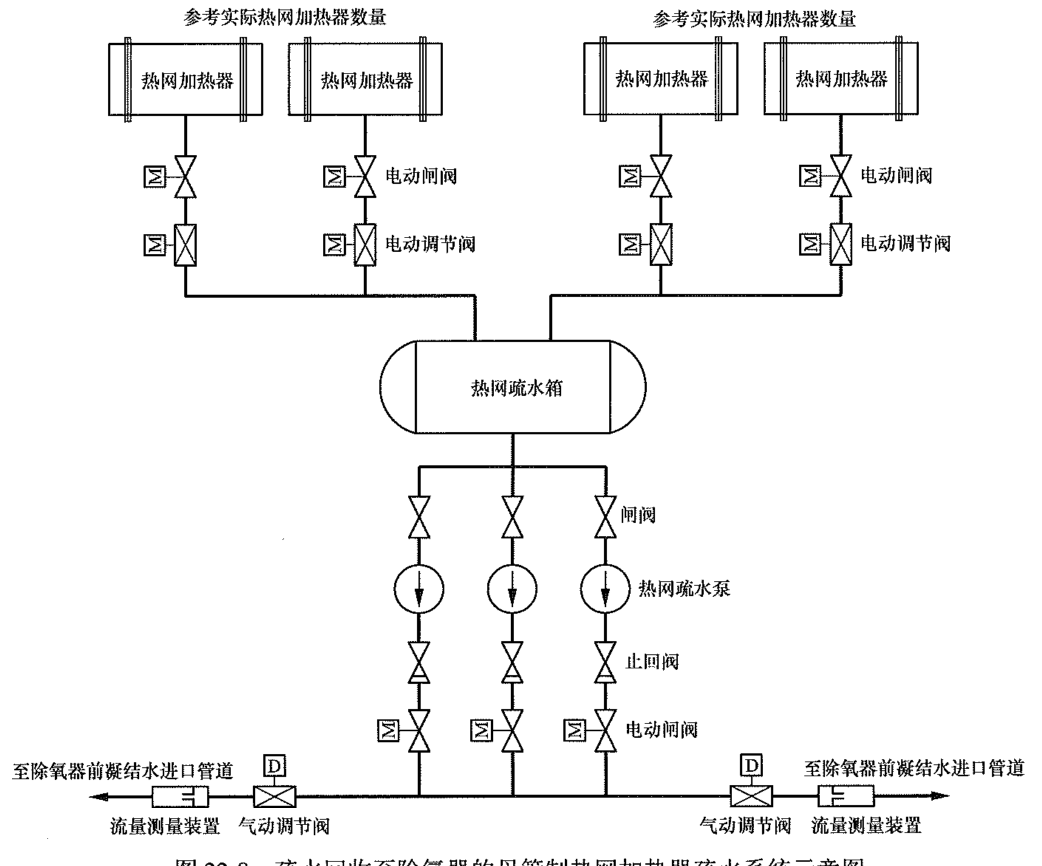


图 22-8　疏水回收至除氧器的母管制热网加热器疏水系统示意图

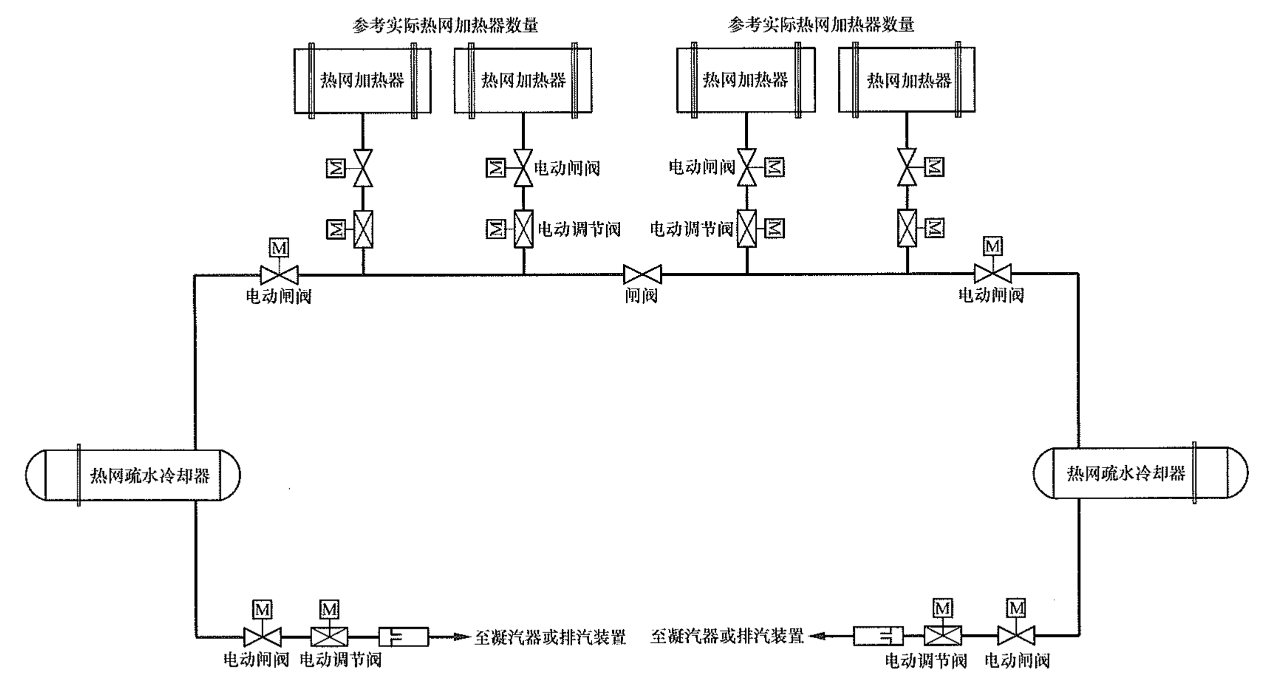


图 22-9　疏水回收至凝汽器或排汽装置的扩大单元制热网加热器疏水系统示意图

（2）疏水回收至除氧器。与单元制系统配置基本相同，仅是在热网疏水泵出口母管设置联络母管，并设置闸阀，至每台机组除氧器的管道上设置流量调节阀及流量测量装置。疏水回收至除氧器的扩大单元制热网加热器疏水系统如图 22-10 所示。

（四）切换母管制热网加热器疏水系统

1. 系统设计原则

当热网加热蒸汽系统采用切换母管制时，热网加热器正常疏水也应采用切换母管制系统，以确保每台机组热网疏水的等量回收。每台机组的热网正常疏水系统与单元制系统基本相同，仅是在热网加热器疏水控制阀或热网疏水泵后设置切换母管，切换母管设计流量与热网加热蒸汽侧切换母管相同。热网加热蒸汽侧采用切换母管制系统运行时，热网疏水系统也采用切换母管制系统运行。

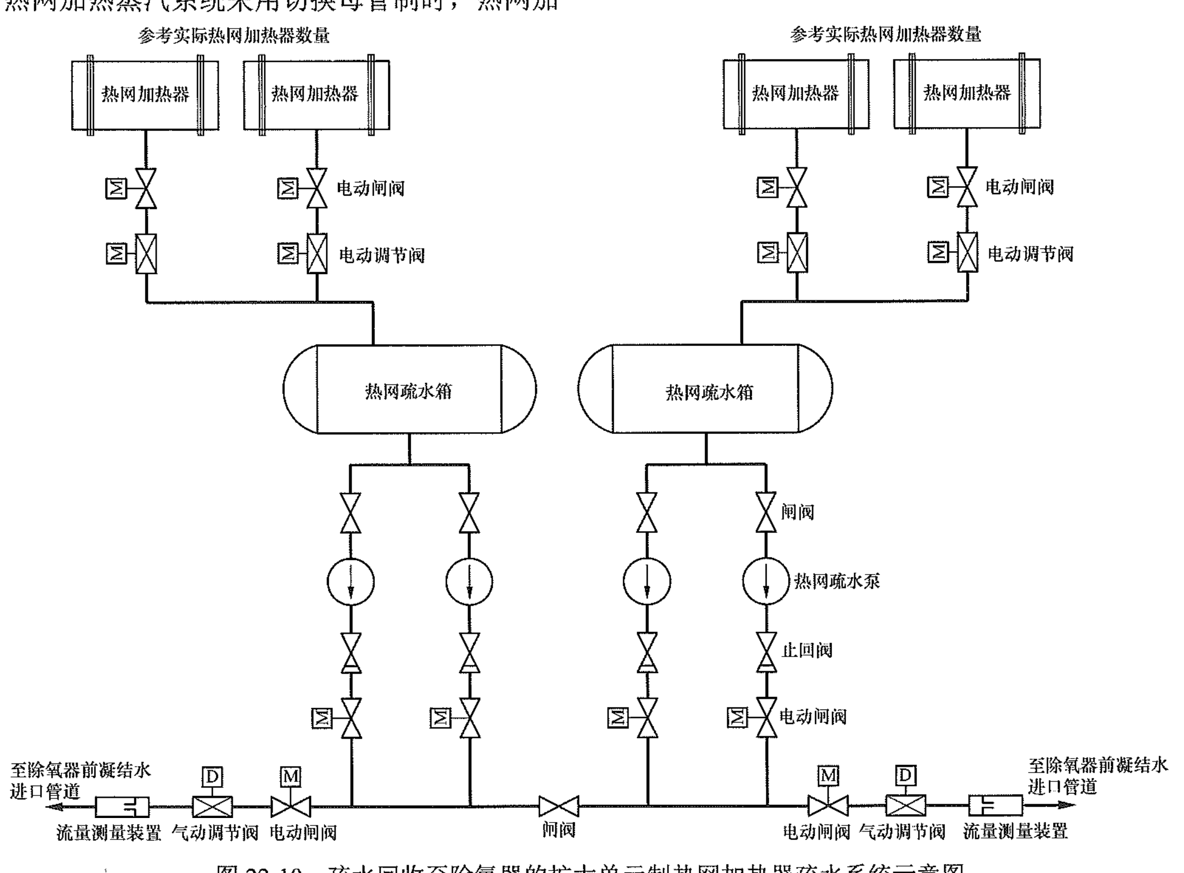


图 22-10　疏水回收至除氧器的扩大单元制热网加热器疏水系统示意图

2. 系统方案设计

（1）疏水回收至凝汽器或排汽装置。与单元制系统配置基本相同，仅是在热网加热器疏水控制阀后设置切换母管，并设置闸阀，至每台机组凝汽器或排汽装置的管道上设置流量调节阀及流量测量装置。疏水回收至凝汽器或排汽装置的切换母管制热网加热器疏水系统如图22-11所示。

（2）疏水回收至除氧器。与单元制系统配置基本相同，仅是在热网疏水泵出口母管设置切换母管，并设置电动闸阀，至每台机组除氧器的管道上设置流量调节阀及流量测量装置。疏水回收至除氧器的切换母管制热网加热器疏水系统如图22-12所示。

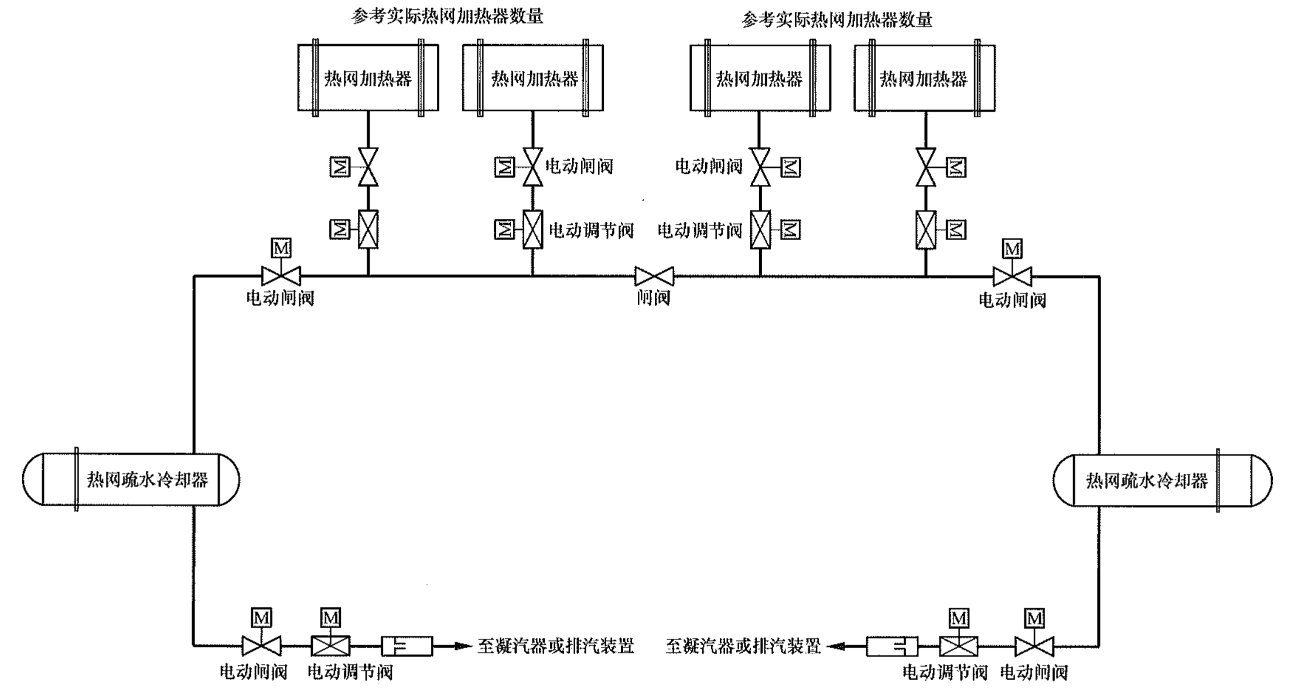


图22-11　疏水回收至凝汽器或排汽装置的切换母管制热网加热器疏水系统示意图

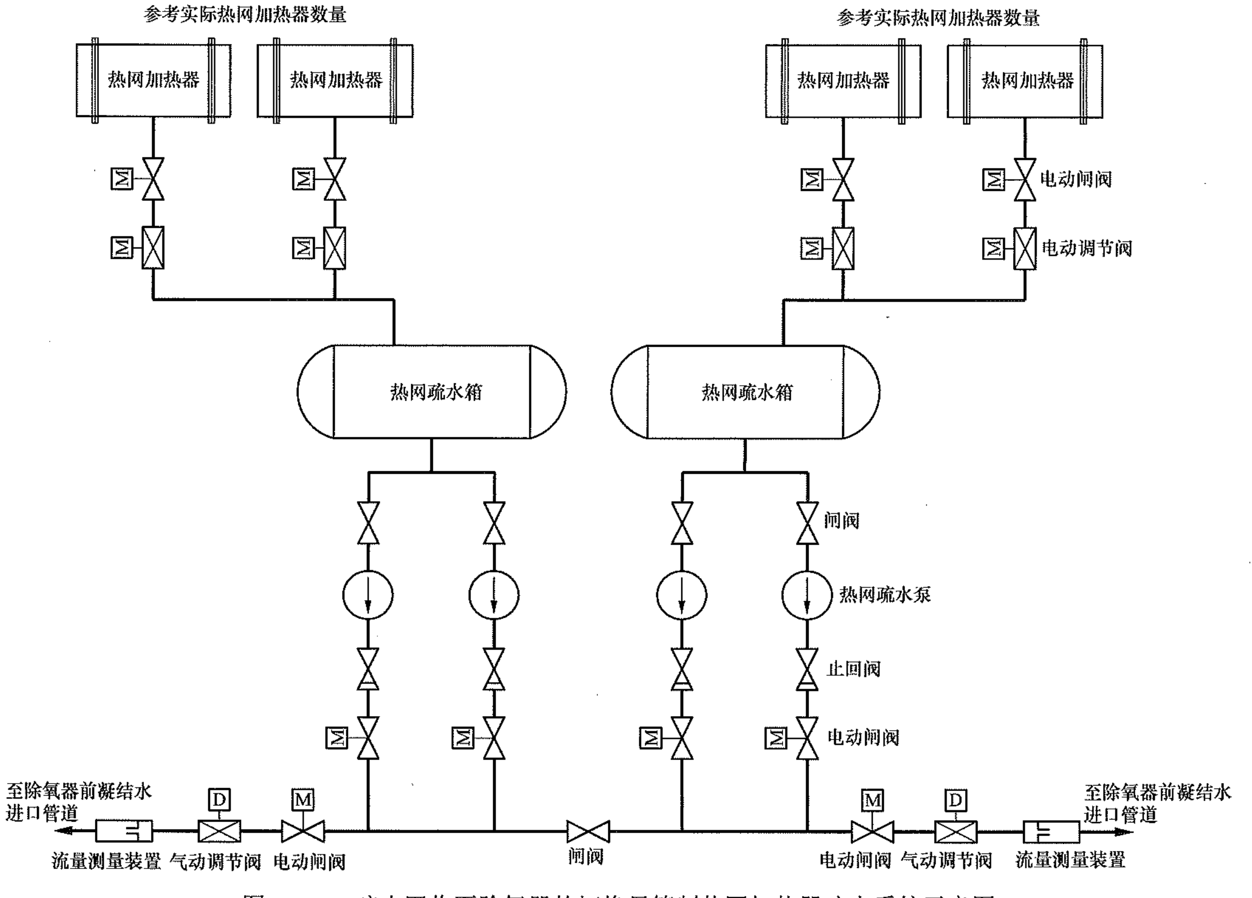


图22-12　疏水回收至除氧器的切换母管制热网加热器疏水系统示意图

（五）热网加热器事故疏水系统

每台热网加热器均应设独立的事故疏水口，热网首站可设置事故疏水母管，每台热网加热器的事故疏水汇集到热网首站的事故疏水母管中，事故疏水管道上设置电动闸阀，事故疏水母管的流量按单台热网加热器最大事故疏水流量设计，事故疏水可排至热网事故疏水扩容器、循环水排水或定期排污扩容器等。

热网加热器事故疏水流量取下列两者中的较大值，并加10%的裕量。

（1）最大负荷下管侧热网循环水流量的10%。

（2）一根热网加热器管破裂流出的水量，按两个断口计算的流量如式（22-1）所示

$$q = 22.90\times10^{-2} D_i^2 \sqrt{p_t - p_0} \qquad (22\text{-}1)$$

式中　q——一根热网加热器管破裂流出的水量，m^3/h；

D_i——管子的公称内径，mm；

p_t——热网加热器管侧设计压力，MPa；

p_0——热网加热器壳侧设计压力，MPa。

（六）热网加热器放气系统

每台热网加热器壳侧应设有启动排气、连续排气、停机放水、充氮及安全阀接口，启动排气管道及安全阀排汽管道应分别单独引至室外对空排放，连续排气应经节流后排至热网补水除氧器或凝汽器（排汽装置），停机放水应经放水母管排至水工专业回收。

每台热网加热器管侧应设有充水放气、停机放水及安全阀接口，充水放气经漏斗收集溢水后排至放水母管，停机放水及安全阀排水排至放水母管。

三、热网循环水及其定压系统（一级热网循环水系统）

一级热网循环水系统拟定取决于二级热网的热负荷、热源电厂的机组配置及管网布置规划等因素。热网循环水宜采用母管制系统，热网循环水定压系统宜采用补水泵定压方式。

（一）母管制热网循环水系统

1. 系统设计原则

热网循环水仅设置一根热网循环水供水管道及一根热网循环水回水管道。

2. 系统方案设计

热网循环水泵进口、热网循环水泵出口及热网加热器出口分别设置三根母管，热网加热器进出口间及电动滤水器进出口各设置一个旁路，为防止热网循环水泵突然停运造成的水锤现象，应在供回水管路之间设置泄压旁路，旁路上加装防水锤的快开缓闭止回阀，热网加热器循环水管道旁路的容量应根据设备配置、运行调节等因素综合确定，通常不应低于25%。热网循环水回水管道上设置安全阀以防止超压，在热网循环水回水管道上设置电动滤水器。母管制热网循环水系统如图22-13所示。

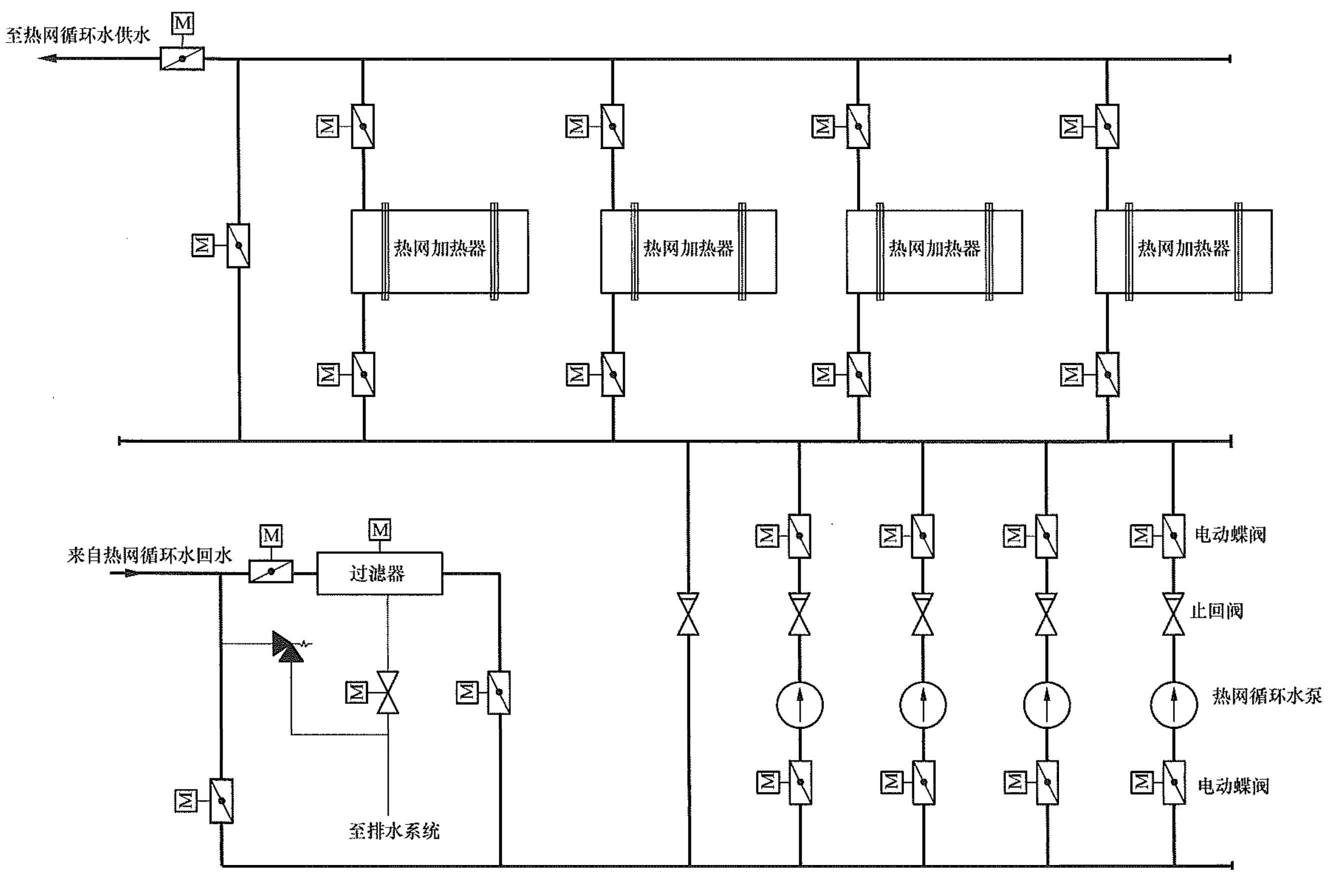


图22-13　母管制热网循环水系统示意图

（二）热网循环水定压系统

1. 系统设计原则

当厂外市政热网循环水管网没有受到地形高差的显著影响时，应采用补水泵定压方式，热网循环水系统定压点宜设置在热网循环水泵入口母管处。

2. 系统方案设计

采用热网补水泵在热网循环水泵入口母管处定压，当热网补水泵为调速泵时，由补水泵直接定压；当热网补水泵为定速泵时，利用热网补水管道上的调节阀进行定压。

热网循环水定压值不应使热网任何一点的循环水汽化，并有 30～50kPa 的富余压力，同时应保证热网循环水系统任何一点的压力值均不超过系统设计压力。

四、热网循环水补水及辅机冷却水系统

（一）热网循环水补水系统

1. 系统设计原则

一级热网循环水系统在运行中会损失一部分水量，发生故障时还会增加额外的水量损失，对于这些损失的水量应及时补充。热网循环水补水系统的设计应考虑一级热网的形式及运行状况，保证热网在正常及事故状态下的安全运行压力及水质的要求。当热网补水压力不能满足直接补入热网循环水系统的要求时，宜设置热网补水泵；当热网补水压力能够满足直接补入热网循环水系统的要求时，可不设置热网补水泵。

2. 系统方案设计

热网循环水补水系统通常由热网补水除氧器、热网补水泵及相关管道附件组成。根据 CJJ 34—2010《城镇供热管网设计规范》，闭式热网补水装置的流量，不应小于供热系统循环流量的 2%，事故补水量不应小于供热系统循环流量的 4%（含正常补水量）。热网循环水正常补水及事故补水系统应设置记录式流量计。采用补水泵的热网循环水补水系统如图 22-14 所示。

3. 热网循环水补水水质

热网循环水正常补水应采用经过除氧的化学软化水或锅炉排污水，事故补水时，如果软化除氧水量不足，可以补充工业水。一级热网循环水正常补水的水质应满足下列要求：

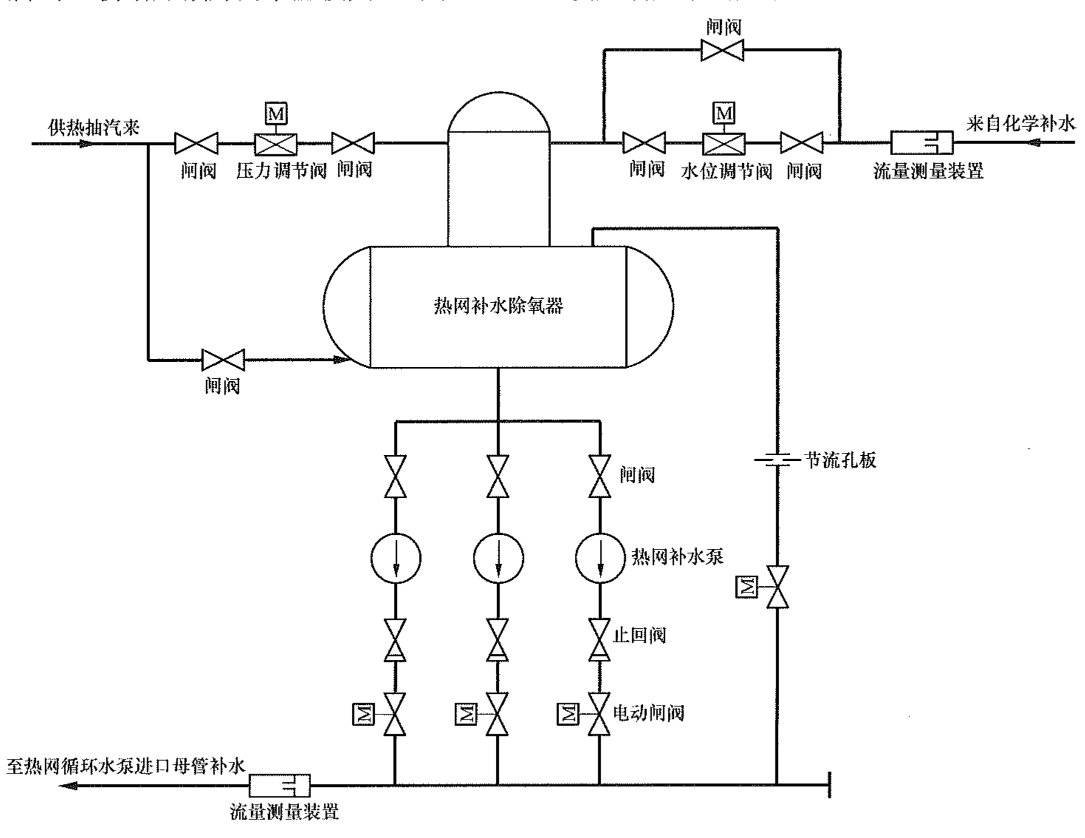


图 22-14　采用补水泵的热网循环补水系统示意图

（1）浊度（FTU）≤5.0。

（2）硬度≤0.60mmol/L。

（3）溶解氧≤0.10mg/L。

（4）含油量≤2mg/L。

（5）pH（25℃）=7.0～11.0。

（二）辅机冷却水系统

1. 系统设计原则

辅机冷却水系统应在确保设备安全运行的前提下，结合主厂房辅机冷却水系统的设置，减少设备重复配置。

2. 系统方案设计

当热网首站布置在汽机房附近时，热网循环水辅机冷却水系统宜与主厂房热力系统及烟风煤粉系统各辅机冷却水系统合并为同一个系统。

当热网首站布置在厂区距离主厂房相对较远处，可考虑单独从工业水系统引接。

第三节　联　锁　条　件

一、热网加热蒸汽系统

抽凝式汽轮机中低压缸连通管道上调节蝶阀开度控制汽轮机中压缸排汽压力和温度及低压缸进汽压力。

（1）当调节蝶阀开度关闭到汽轮机制造厂设定的最小开度，中压缸排汽压力仍低于汽轮机制造厂设定值时，应优先开大主汽调节阀，增加主蒸汽流量；当主汽调节阀开度受电网负荷限制或主汽调节阀开度已达 95%时，应减小供热抽汽管道上快关调节阀的开度。

（2）当中压缸排汽温度高于汽轮机制造厂设定值时，应优先开大主汽调节阀，增加主蒸汽流量；当主汽调节阀开度受电网负荷限制或主汽调节阀开度已达 95%时，应开大中低压缸连通管道上蝶阀的开度。

（3）当低压缸进汽压力低于汽轮机制造厂设定的允许范围值时，应优先开大主汽调节阀，增加主蒸汽流量；当主汽调节阀开度受电网负荷限制或主汽调节阀开度已达 95%时，应联锁开大中低压缸连通管道上调节蝶阀的开度，同时联锁关小供热抽汽管道上快关调节阀的开度。

（4）当机组甩电负荷时，热网加热蒸汽管道上的快关调节阀的气动止回阀应联锁快速关闭，热网加热蒸汽管道上的疏水阀应联锁快速打开；中低压缸连通管道上的调节蝶阀应同时联锁关闭到最小开度，当机组转速降低到汽轮机制造厂设定值时，中低压缸连通管道上的调节蝶阀应联锁全开。

（5）当机组甩热负荷时，热网加热蒸汽管道上的快关调节阀及气动止回阀应联锁快速关闭，中低压缸连通管道上的调节蝶阀应同时联锁全开。

（6）对于母管制热网加热蒸汽系统，各台供热机组热网加热蒸汽汇集至一根供汽母管上，为保证各台机组汽水平衡，各台机组热网疏水回收流量必须与供热抽汽流量相同，热网疏水需按各台机组供热抽汽流量通过热工控制系统将汇合抽汽产生的凝结水按各台机组抽汽量的多少返回到各台机组热力系统中，使其水量平衡。

二、热网加热器疏水、放气系统

（一）热网加热器水位联锁控制

热网加热器壳侧宜设正常水位、高Ⅰ水位、高Ⅱ水位、高Ⅲ水位、低水位。当热网加热器壳侧水位达到高Ⅰ水位时，正常疏水调节阀联锁全开，并在集中控制室报警；当热网加热器壳侧水位达到高Ⅱ水位时，事故疏水动力关断阀全部打开，并在集中控制室报警；当热网加热器壳侧水位达到高Ⅲ值时，单元制及非单元制运行的热网加热蒸汽系统所对应的全部供汽机组，其中低压缸连通管道上的调节蝶阀应联锁全开，供热抽汽管道上的快关调节阀及气动止回阀应同时联锁快速关闭，供热抽汽管道上的气动止回阀后疏水阀应联锁快速全开，热网加热器循环水进出口阀门联锁关闭，并在集中控制室报警；当热网加热器壳侧水位达到低水位时，在集中控制室报警，正常疏水调节阀超驰关闭。

（二）热网疏水箱水位联锁控制

热网疏水箱水位由疏水泵变频调节或水位调节阀调节，当热网疏水箱的水位达到低低水位时，联锁停运热网疏水泵。

第四节　设　计　计　算

一、热网首站热负荷

（一）热网设计热负荷

（1）热网设计热负荷应根据政府审批过的热电联产规划中确定的供热机组投产年与调峰锅炉在供热区域内承担的供热负荷确定。

（2）热化系数 α 是指供热汽轮机额定供热量与最大设计热负荷之比

$$\alpha=\frac{\text{供热汽轮机额定供热量（扣除自用汽）}}{\text{最大设计热负荷}} \tag{22-2}$$

在工程实践中，供热汽轮机额定供热量一般取用机组的最大供热能力（扣除自用汽），即在汽轮机最大连续进汽量（TMCR 工况）下，加上用于供热的烟气余热回收装置、热泵等机组内部热源后的总对外供热能力。

新建热电联产机组的热化系数宜取 0.6～0.75。

（二）热网首站设计热负荷

（1）热网首站设计热负荷应根据热网设计热负荷及供热机组汽轮机 TMCR 工况下的供热能力确定。

（2）供热机组与调峰锅炉可多热源联网运行、多热源分别运行及多热源解列运行。

（3）当热网设计热负荷大于供热机组汽轮机 TMCR 工况下最大热网加热蒸汽量可提供的热负荷

时，热网首站设计热负荷宜按下列原则确定：

1）当供热机组与调峰锅炉多热源联网运行时，热网首站内的热网加热蒸汽和热网加热器疏水、放气系统的设计热负荷应取用供热机组汽轮机TMCR工况下最大热网加热蒸汽量对应的热负荷；热网循环水及其定压、补水系统的设计热负荷应取用热网设计热负荷。

2）当供热机组与调峰锅炉多热源分别运行或多热源解列运行时，热网首站内各系统的设计热负荷应取用供热机组TMCR工况下最大热网加热蒸汽量对应的热负荷。

（4）当热网设计热负荷小于供热机组汽轮机TMCR工况下最大热网加热蒸汽量可提供的热负荷时，热网首站设计热负荷宜按下列原则确定：

1）当供热机组所承担的供热区域内远期规划热负荷大于供热机组汽轮机TMCR工况下最大热网加热蒸汽量对应的热负荷时，热网首站设计热负荷应取用供热机组汽轮机TMCR工况下最大热网加热蒸汽量对应的热负荷，各级热力母管及公用设施一次性建设，远期规划新增热负荷所需的供热设备及其系统宜根据热负荷的增长量分期建设。

2）当供热机组所承担的供热区域内远期规划热负荷小于供热机组汽轮机TMCR工况下最大热网加热蒸汽量对应的热负荷时，热网首站设计热负荷应取用远期规划供热负荷，各级热力母管及公用设备一次性建设，远期规划新增热负荷所需的供热设备及其系统宜根据热负荷的增长量分期建设。

（三）热网首站设计热负荷计算

（1）按供热机组汽轮机TMCR工况下最大热网加热蒸汽量计算热网首站设计热负荷，即

$$Q_s=\frac{D_e(h_e-h_c)\eta_{rw}\times10^{-3}}{3.6} \tag{22-3}$$

式中 Q_s——热网首站设计热负荷，MW；

D_e——供热机组汽轮机TMCR工况下最大热网加热蒸汽量，t/h；

h_e——热网加热器进口蒸汽焓值，kJ/kg；

h_c——热网加热器出口疏水焓值，kJ/kg；

η_{rw}——热网加热器的换热效率，%，推荐取值范围为98%～99%。

（2）按一级热网循环水参数计算热网首站设计热负荷，即

$$Q_s=\frac{(D_ih_i-D_kh_k-D_jh_j)\times10^{-3}}{3.6} \tag{22-4}$$

式中 Q_s——热网首站设计热负荷，MW；

D_i——热网循环水供水设计流量，t/h；

h_i——热网循环水供水焓值，kJ/kg；

D_j——热网循环水回水设计流量，t/h；

h_j——热网循环水回水焓值，kJ/kg；

D_k——热网循环水补水流量，t/h；

h_k——热网补水焓值，kJ/kg。

二、热网循环水供回水温度、压力、定压值及流量

（一）热网循环水供回水温度

热网循环水供回水温度应满足当地热电联产规划的要求，在确定最佳设计供回水温度时，应结合具体工程条件，考虑热源、管网、热用户系统等多方面因素，进行技术经济比较并与热网设计单位共同进行优化。

当不具备确定最佳供回水温度的技术经济比较条件时，热网供回水温度可按照以下原则确定：

（1）以热电厂或大型区域锅炉房为热源时，设计供水温度可取为110～130℃，回水温度可取为70～80℃；采用一级加热方式时，供水温度可取较小值，采用二级加热方式（尖峰加热器或调峰锅炉）时，供水温度可取较大值。

（2）在多热源联网运行的供热系统中，各热源的设计供回水温度应取为一致。当区域锅炉房与热电厂联网运行时，应采用以热电厂为热源的供热系统的最佳供回水温度。

（3）当以热电厂为热源的供热范围内空调用户集中且较多时，经技术经济比较后，也可采用集中供冷的方式，此时，供热介质参数应根据制冷机组的技术要求确定。以热水参数划分，吸收式制冷机有低温型（热水温度为80℃/95℃）和中温型（热水温度为150℃/180℃）。

（二）热网循环水压力

热网首站循环水供回水压力的选择影响整个热网的安全经济运行，需要综合整个热网和二级换热站（用户）的情况确定，并且应考虑管网的扩建条件。

在热网循环水泵工作时，热网循环水供水管道的压力应符合以下条件：

（1）当水温达到最高值时，供水管道中任何一点的水、热源设备中的水及热网直接连接用户散热器中的水不沸腾。在此情况下，热网设备、热网及用户系统中的水压均不应超过其强度的允许极限值。

（2）在热网循环水泵工作时，热网循环水回水管道中的水压应不小于吸入口可能达到的最高水温下的饱和蒸汽压力加30～50kPa，且表压不小于50kPa。

（三）热网循环水回水定压值

热网循环水回水定压值应根据热网水压图的要求确定，也可根据式（22-5）计算

$$p = 10H + p_s + K \tag{22-5}$$

式中 p——热网循环水回水定压点的压力，kPa；

H——热网最高用户的充水高度，mH_2O；

p_s——热网循环水供水温度对应的汽化压力，kPa；

K——富余压头，取 30～50kPa。

热网循环水泵停止运行时，应保持必要的静态压力值，热网循环水静态压力值应满足以下要求：

（1）不应使热网系统任何一点的热网循环水汽化，并有 30～50kPa 的富余压力。

（2）一级热网循环水系统（包括二级换热站内介质为一级热网循环水的设备及管道）应充满水。

（3）一级热网循环水系统任何一点的压力值均不超过系统设计压力。

（四）热网循环水流量

热网首站的设计流量应满足最大二级换热站热负荷时的设计流量，如式（22-6）所示

$$D_0 = \frac{Q_{n,max}}{c(t_1 - t_2)\eta_p \eta_s} \times 10^3 \tag{22-6}$$

式中 D_0——热网循环水设计流量，t/h；

$Q_{n,max}$——二级换热站最大热负荷，GJ/h；

c——水的比热容，取为 4.2kJ/（kg·℃）；

t_1——室外温度为供热期室外计算温度时的热网循环水供水温度，℃；

t_2——室外温度为供热期室外计算温度时的热网循环水回水温度，℃；

η_p——热网首站与二级换热站之间的热网效率，%；

η_s——二级换热站换热效率，%。

三、介质推荐流速、管道材料及规格

（一）介质推荐流速

热网加热器中热网循环水供水最高温度等于热网加热蒸汽压力对应的饱和温度减去热网加热器换热端差，热网加热蒸汽压力下降，对应的热网循环水供水最高温度下降，当一级热网循环水供水温度确定后，要保证供水温度，进入热网加热器的最低蒸汽压力对应确定。对于不同参数、类型及结构的供热汽轮机，其供热抽汽口处蒸汽压力由汽轮机制造厂确定，热网加热蒸汽管道的最大允许压降等于汽轮机供热抽汽口处汽轮机制造厂给定蒸汽压力减去热网加热器保证供水温度时蒸汽最低允许进汽压力，对于相同内径、相同初参数的蒸汽管道，其蒸汽流速越大，管道阻力越大。选择热网加热蒸汽管道流速时，在保证热网加热器蒸汽进口最低压力的前提下应合理选择蒸汽流速，降低管道规格，节约投资。

热网循环水供回水支干线管道，其管径应按允许压降来确定，其最大流速不超过表 22-1 中的允许值。对于高转速汽轮机驱动的热网循环水泵，其泵入口侧必需汽蚀余量要求较高，泵入口管道管径的选择需同时满足泵必需汽蚀余量的要求。

表 22-1 热网系统管道推荐流速范围

介质类型	管道名称	流速设计范围（m/s）
供热介质为过热蒸汽	热网加热蒸汽系统管道	≤60
供热介质为饱和蒸汽	热网加热蒸汽系统管道	≤50
热网循环水	热网循环水供回水支干线管道	≤3.5
热网加热器疏水	热网疏水泵入口侧管道	0.5～1.0
	热网疏水泵出口侧管道	1.5～3.0
热网补水	热网补水泵入口侧管道	0.5～1.0
	热网补水泵出口侧管道	1.5～3.0

（二）管道材料

300MW 级新建热电联产机组供热抽汽温度一般为 250℃左右，300～660MW 级现役纯凝汽式机组供热改造工程供热抽汽温度一般为 350℃左右，供热抽汽温度以汽轮机制造厂提供的热平衡图中数据为准，管道材料的选择主要依据管道设计温度，热网首站热力系统管道材料的选择应满足表 22-2 的要求。

表 22-2 热网首站常用管道材料及其推荐使用温度

钢材类别	钢号	推荐使用温度范围（℃）	执行标准
碳素结构钢	Q235-A	0～300	GB/T 3091《低压流体输送用焊接钢管》
	Q235-B	0～300	
	Q235-C	0～300	
	Q235-D	−20～300	
优质碳素结构钢	20	−20～425	GB/T 3087《低中压锅炉用无缝钢管》
	20G	−20～425	GB 5310《高压锅炉用无缝钢管》
低合金高强度结构钢	Q345A	0～350	GB/T 8163《输送流体用无缝钢管》
	Q345B	0～350	
	Q345C	0～350	
	Q345D	−20～350	
	Q345E	−40～350	

第五节　设　备　选　型

一、热网加热器

（1）每台供热机组对应的热网加热器台数应根据单台供热机组的最大供热负荷、热网首站的尺寸大小、供热范围内现状热负荷及规划热负荷的情况综合比选确定，不设置备用。当任何一台加热器停止运行时，其余设备应满足 60%～75%总热负荷的需要，严寒地区取上限。

（2）每台供热机组对应的热网加热器台数宜选用 2～4 台，设计时应根据热负荷增长的可能性及汽轮机的抽汽/排汽能力，确定是否预留增设相应热网加热器的位置。

（3）热网加热器应按照压力容器标准设计，符合 GB 150《压力容器》及 GB/T 151《热交换器》的规定。

（4）热网加热器宜选择固定管板式，当水质较好且经技术经济比较合理时，也可以选择全焊接板式结构。

（5）热网加热器温度变化较大，结构设计应能防止由于热胀量不同而造成的管板和管束拉裂泄漏，影响机组安全运行。

（6）热网加热器结构形式应能够适应蒸汽调节的需要，设有可靠的防冲刷和振动措施。

（7）热网加热器应根据热网循环水水质采用不同材料的管束，当采用不锈钢管束时，宜考虑牺牲阳极的阴极保护措施。

（8）当热网加热器的疏水液面与疏水泵之间高度能够满足热网疏水泵必需汽蚀余量的要求时，热网加热器可不设置疏水冷却段，否则热网加热器应设置疏水冷却段；对于超临界热电联产机组，当热网疏水回收至凝汽器时，热网加热器应考虑设置疏水冷却段。

（9）按照饱和疏水设计的热网加热器应设置一体化的疏水井，按照带有疏水冷却段设计的热网加热器，不需要设置一体化的疏水井。

（10）热网加热器本体应设置高水位监测接口，以满足汽轮机防进水的要求。

（11）热网加热器管侧及壳侧应分别设置安全阀。

（12）热网加热器的总换热面积宜考虑 10%的设计裕量。

二、热网循环水泵

（1）热网循环水泵的形式、台数及容量应按照热网系统的调节方式综合考虑确定。

（2）热网循环水泵数量应不少于 2 台，其中 1 台备用，当 1 组热网循环水泵中有 4 台及以上工作泵时，可不设置备用泵。

（3）热网循环水泵的扬程应为总计算流量下，由热源到最远用户的供水及回水管道中的总阻力（包括热网加热器、滤水器、阀门等设备的阻力及热用户系统中的阻力）。当设置增压泵时，热网循环水泵的扬程应减去增压泵的工作扬程，可按式（22-7）计算

$$H = 1.2(H_1 + H_2 + H_3 + H_4 + H_5) \qquad (22\text{-}7)$$

式中　H ——热网循环水泵扬程，mH_2O；

H_1 ——热水通过热网加热器的流动阻力，mH_2O；

H_2 ——热水通过供水热网管道的流动阻力，mH_2O；

H_3 ——热水通过回水热网管道的流动阻力，mH_2O；

H_4 ——热水在二级换热站内的流动阻力，mH_2O；

H_5 ——热源系统内部其他损失（如滤水器、阀门等），mH_2O。

（4）热网循环水泵的总流量不应小于管网设计流量的 110%，管网设计流量应按照本章第四节中的公式进行计算。

（5）并联运行的同容量水泵特性曲线宜相同。

（6）多热源联网运行或采用中央质-量调节的单一热源供热系统，热源的热网循环水泵宜采用调速泵，可采用变频或液力偶合器等调节方式。

（7）热网循环水泵可以采用两级串联配置，第一级水泵应安装在热网加热器之前，第二级水泵应安装在热网加热器之后，热网循环水泵扬程的确定应符合下列规定：

1）第一级热网循环水泵的出口压力应保证在各种运行工况下热网加热器不超过其承压能力。

2）当补水定压点设置在两台热网循环水泵中间时，第一级热网循环水泵出口压力应为供热系统的静压力值。

3）第二级热网循环水泵扬程不应小于总计算扬程减去第一级热网循环水泵扬程。

（8）热网循环水泵驱动汽轮机选型。

1）热网循环水泵驱动汽轮机应采用变参数、变功率、变转速的背压或凝汽式汽轮机。

2）热网循环水泵驱动汽轮机可采用低转速（1500r/min）或高转速（3000r/min）的汽轮机，采用高转速汽轮机需对应采用高转速热网循环水泵。

3）为满足热网循环水泵必需汽蚀余量的要求，高转速热网循环水泵进口压力要求高，系统设计时应考虑泵进口压力对定压值及热网管道设计压力的影响。

4）热网循环水泵驱动汽轮机的设计功率应为热网循环水泵设计轴功率的 1.15 倍。

5）背压式驱动汽轮机可采用上排汽或侧排汽等

形式。

三、热网补水除氧器

（1）热网补水除氧器对软化水加热除氧，应采用定压运行方式，宜采用大气式除氧器。

（2）热网补水除氧器的额定出力应不小于一级热网循环水流量的2%。

（3）热网补水除氧器给水箱贮水量是指给水箱正常水位至水箱出水管顶部水位之间的贮水量，给水箱贮水量应满足 5～10min 一级热网循环水补水消耗量。

（4）热网补水除氧器及其有关系统的设计，应有可靠的防止除氧器超压爆炸的措施，并符合 JB/T 10325《锅炉除氧器技术规定》的要求。

四、热网加热器疏水泵

（1）热网加热器疏水泵的设计总流量（不包括备用泵）宜为热网首站设计热负荷对应设计疏水流量的 110%。

（2）热网加热器疏水泵宜为调速泵，总台数应不少于 2 台，其中 1 台备用。

（3）热网加热器疏水泵的扬程应为下列各项之和：

1）按设计疏水流量计算的热网正常疏水系统管道阻力，并另加 20%裕量。

2）热网正常疏水管道静压差。

3）凝结水系统接入点最高工作压力。

4）热网加热器（疏水箱）汽侧的工作压力，如压力高于当地大气压应取负值。

5）热网疏水系统设备（如有）阻力。

五、热网加热器疏水箱

（1）热网加热器疏水箱应按照 GB 150《压力容器》的要求设计，疏水箱的贮水量宜不小于 5min 的总疏水量。

（2）热网加热器疏水箱应设置就地液位计 1 个、远传液位计 1 个及接压差变送器的平衡容器 1 个。

（3）单元制及切换母管制的热网加热蒸汽及疏水系统，热网加热器疏水箱宜单独设置；母管制的热网加热蒸汽及疏水系统，疏水箱可合并设置。

（4）当热网疏水回收至凝汽器或排汽装置时，热网疏水系统可不设置疏水箱；当热网疏水回收至凝结水系统时，热网疏水系统宜设置疏水箱。

六、减温减压装置

（1）当任何一台供热汽轮机停用，其余供热汽轮机如能供给供热、通风和生活用热量的 60%～75%时（严寒地区取上限），可不设置用于供热的备用减温减压装置，否则需要设置备用减温减压装置。

（2）不宜设置经常运行的减温减压装置，当确需设置时，应设置 1 套备用。

七、补偿器

1. 波纹补偿器

（1）当选用波纹补偿器时，管道的固定支架设计应结合不同的补偿器形式并结合制造厂的制造水平来确定固定支架承受盲板力的大小。

（2）当选用波纹补偿器时，可按用户性质和管道分类来确定所选补偿器的补偿量，并依据补偿器的能力合理确定补偿管段长度。

（3）在选用波纹补偿器时，应正确选择补偿器型号，合理确定补偿器承担的补偿量及补偿频率等，并通过恰当的安装方式延长补偿器的使用寿命。

（4）确定波纹补偿器的波纹管材料时应注意介质中的氯离子含量对补偿器波纹管寿命的影响。

2. 套筒补偿器

（1）套筒补偿器可分为单向和双向补偿两种结构形式。单向型套筒补偿器安装时，应使管道内介质流向与补偿器外筒上的指示方向保持一致；双向型套筒补偿器对介质流向没有限制。

（2）当选用套筒补偿器时，应计算各种安装温度下的安装长度，保证管道在可能出现的最高和最低温度下，预留不小于 20mm 的补偿量。

（3）套筒补偿器安装时应保证不同轴度小于 1%，以防止运行时摩擦阻力过大并影响补偿器的密封性。

（4）单向型套筒补偿器应安装在固定支架附近的直管段上，在其活动侧应设置导向滑动支架。

（5）双向型套筒补偿器应安装在两个固定支架中间的管段上，且在外套筒处需设置固定支架托起，并保持与管道同心，补偿器两侧的补偿距离应大致相同。

3. 球形补偿器

（1）球形补偿器应成对使用，单只球形补偿器仅可作为管道连接的万向接头使用，不具备补偿能力。球形补偿器可以水平、垂直或倾斜方向安装。

（2）当选用球形补偿器时，为避免管段挠曲，应适当增设导向支架。同时为减小管道热胀时的摩擦阻力，在滑动支架上应设置滚动支座。

（3）垂直安装的球形补偿器，其球体外露部分应向下安装，以防止杂物堵塞补偿器。

4. 旋转补偿器

（1）旋转补偿器应成对安装，它是利用成对安装的补偿器旋转筒的旋转来补偿管道热膨胀的。

（2）旋转补偿器主要分为以下三个等级：

1）适用于低压管道的补偿器：压力 0～1.6MPa，温度－60～330℃。

2）适用于中压管道的补偿器：压力 1.6～2.5MPa，温度－60～400℃。

3）适用于高压管道的补偿器：压力 2.5～5.0MPa、温度－60～485℃。

（3）装有旋转补偿器的管道，在设计时应核算管道垂直于轴线方向的摆动值，防止因管道摆动与周围构筑物或相邻管道产生碰撞。

（4）靠近旋转补偿器两侧的支架，在设计时应根据管道热态最大摆动值的大小和方向确定支架的形式及根部尺寸。

（5）当选用旋转补偿器时，为避免管道挠曲，应适当增设导向支架。同时为减小管道热胀时的摩擦阻力，在滑动支架上应设置滚动支座。

第六节　布　置　设　计

热网首站的设备及管道布置详见本手册第二十四章热网首站布置。

第二十三章

燃煤电厂汽机岛主厂房布置

第一节　汽机岛主厂房的总体布置原则

一、汽机岛主厂房设计的主要原则

主厂房设计应符合有关设计技术规程和规定，采用安全可靠、经济效益良好、技术先进的设计方案，为电厂参与“竞价上网”创造良好条件，汽机岛主厂房设计的主要原则如下：

（1）工艺流程顺畅，设施布置紧凑、恰当。

（2）空间利用合理、功能分区明确、管系连接短捷。

（3）检查通道和检修场地布置恰当，确保巡视、检修的通道顺畅，为安全运行检修创造良好的条件。

（4）厂房具有良好的通风、采光、照明、消防、排水条件及对露天设备具有防护措施，为电厂安全运行、操作和维护检修提供良好的工作环境。

二、汽机岛主厂房布置主要尺寸的确定

1. 汽机岛主厂房各层标高

汽机岛主厂房运转层标高的确定通常要考虑凝汽器及其喉部尺寸，并兼顾凝汽器抽换热管的要求。一般而言，为便于凝汽器抽管，凝汽器最底层换热管应高于汽机房±0.00m。

汽机岛主厂房中间层的标高主要取决于±0.00m层主要辅机的检修起吊要求，同时兼顾中间层管道有合理的净空。

2. 汽机岛主厂房跨距

汽机岛主厂房跨距主要受汽轮发电机组及其基座的外形尺寸、给水泵组、高压加热器和低压加热器的布置方式及凝汽器的宽度等因素影响。

3. 汽机岛主厂房长度

汽机岛主厂房长度的确定需要考虑汽轮发电机组的纵向长度、抽转子空间、主蒸汽和再热蒸汽管道布置空间及电气专业配电间和化学水精处理装置的布置要求，同时还应考虑运转层大部件摆放空间及汽机房内其他设施的布置要求。

4. 汽机岛主厂房屋面高度

汽机岛主厂房屋顶下弦标高与汽轮机本体设备所需的最大起吊高度、行车的结构形式有关。

5. 除氧间跨距

除氧间主要布置给水泵组、给水泵前置泵、加热器疏水泵、化学水处理专业设施、高压加热器、低压加热器、除氧器及相连的管道、电缆桥架等。除氧间跨距需要综合上述设备的布置方式和布置空间、给水泵组的检修空间、加热器拖运通道、巡检通道和集中控制室尺寸等进行确定。

6. 除氧间各层高度

除氧间各层高度宜与汽机房各层高度平齐。

第二节　汽机岛主厂房各主要模块布置要求及方案

汽机岛主厂房内的主要设备模块有汽轮机模块、凝汽器模块、行车模块、除氧器模块、高压加热器模块、给水泵模块、给水泵前置泵模块、凝结水泵模块、加热器疏水泵模块、外置式蒸汽冷却器模块、疏水冷却器模块。此外，还有其他专业的功能区域模块，如化学水处理车间模块、电气配电间模块等。汽机岛主厂房各主要模块布置方案见表23-1。

表23-1　汽机岛主厂房各主要模块布置方案

序号	一级模块	二级模块	布置方案
1	汽轮机模块	上汽机组	运转层布置
		东汽机组	
		哈汽机组	
		北重机组	
2	凝汽器模块	单背压	±0.00m层布置
		双背压	
3	行车模块		顺列布置
			对称布置

续表

序号	一级模块	二级模块	布置方案
4	除氧器模块	一体式除氧器、有头除氧器	高位布置
			低位布置
			露天布置
			室内布置
5	高压加热器模块	立式高压加热器、卧室高压加热器	叠式布置
			同层布置
6	给水泵模块	电动给水泵	±0.00m 层布置
		汽动给水泵	下排汽布置
			上排汽布置
7	给水泵前置泵模块		独立布置
			与给水泵同轴布置
8	凝结水泵模块	3×50%容量、2×100%容量	横向布置
			纵向布置
9	加热器疏水泵模块		布置在加热器或疏水箱的正下方
10	外置式蒸汽冷却器模块		布置在对应加热器的上方
11	疏水冷却器模块		±0.00m 层布置

续表

序号	一级模块	二级模块	布置方案
12	化学水处理车间模块		±0.00m 层布置
13	电气高压配电间模块	10kV	中间层布置
		6kV	
14	电气低压配电间模块	380V	±0.00m 层布置
			中间层布置

一、行车模块

(一) 轨顶标高

汽机岛主厂房行车的轨顶标高应按下列各项之和计算：

(1) 汽轮机运转层标高。

(2) 汽轮发电机组高出运转层的高度。

(3) 起吊设备的最大起吊高度。

(4) 吊索高度。

(5) 主钩在极限状态下与轨面间的高差。

(6) 安全高度，一般取 0.50m。

(二) 布置方式

行车布置方式可分为顺列布置和对称布置，如图 23-1 和图 23-2 所示。

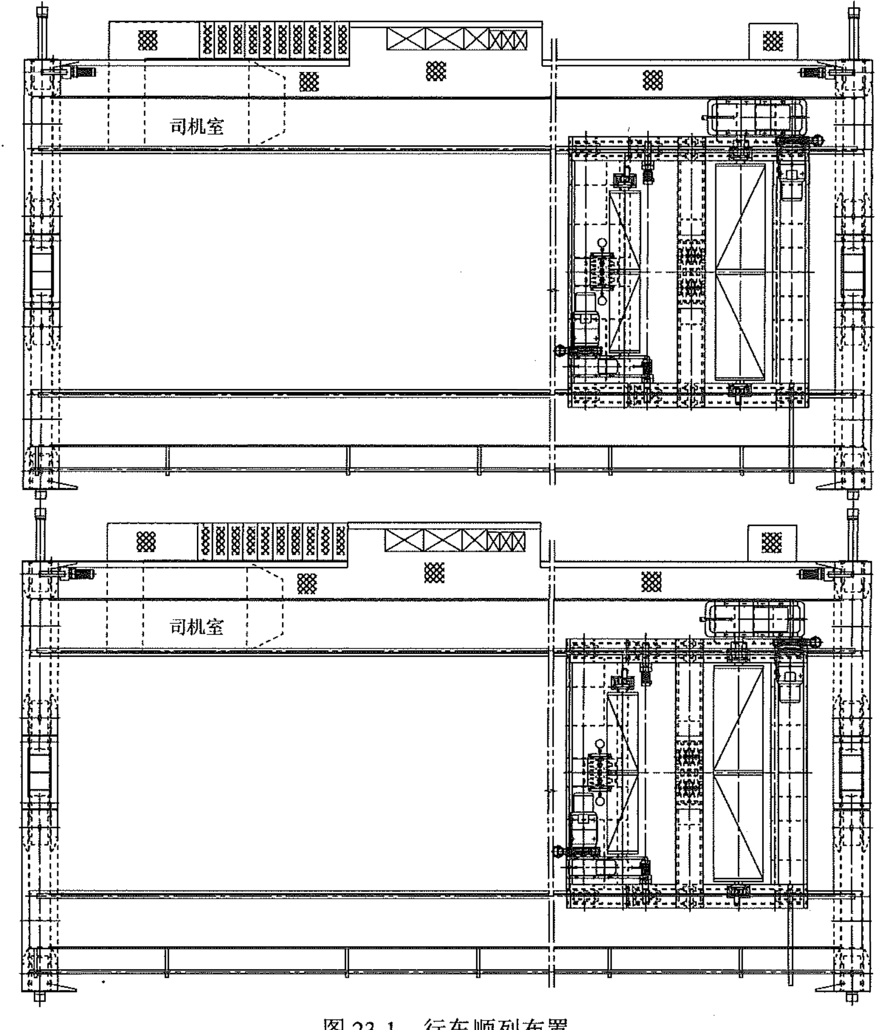


图 23-1 行车顺列布置

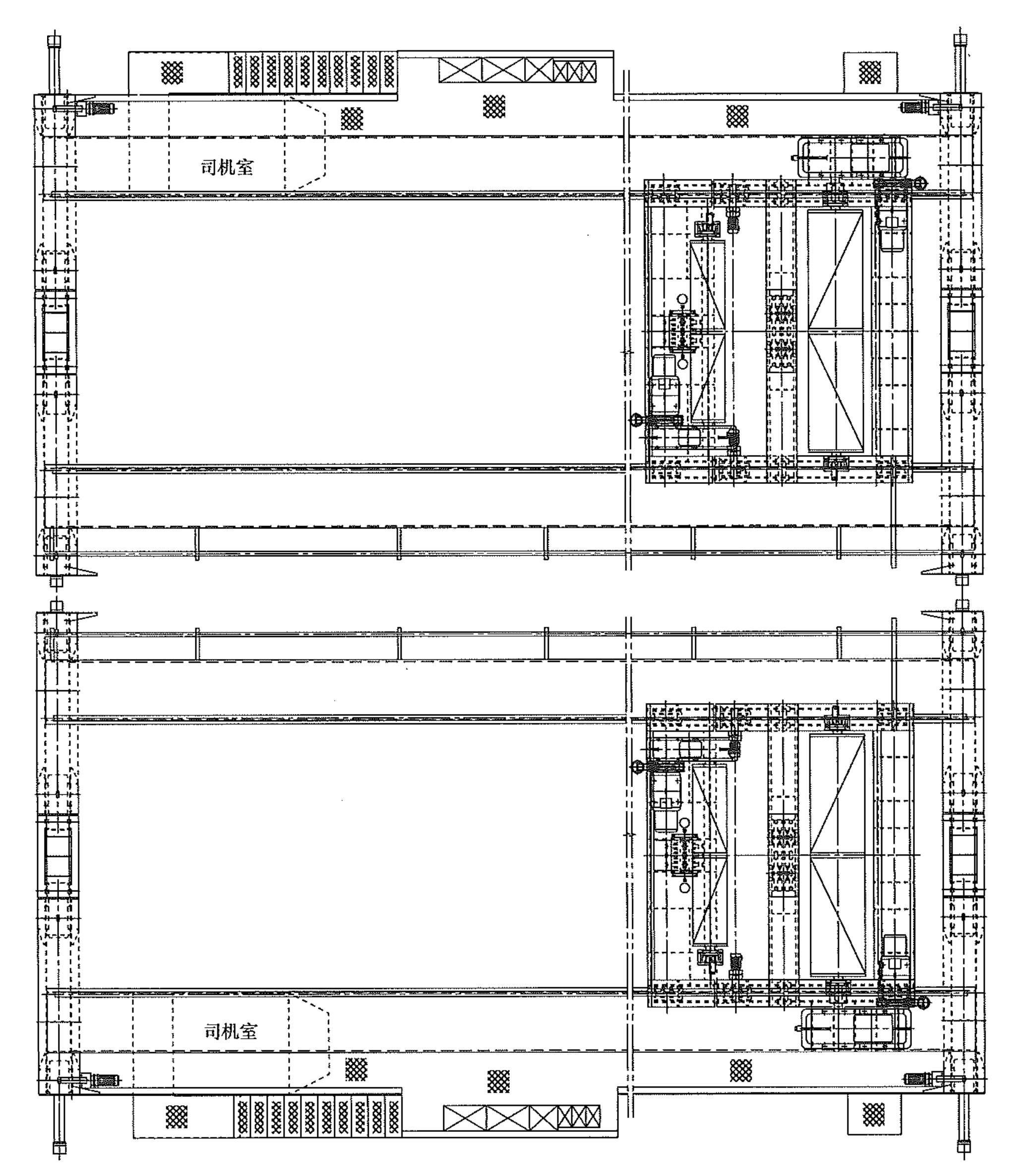


图 23-2　行车对称布置

（三）操作室的位置

行车操作室的位置大多设置在汽机房 B 列柱侧，如图 23-3 所示；也有少数机组将操作室设置在汽机房 A 列柱侧，如图 23-4 所示。

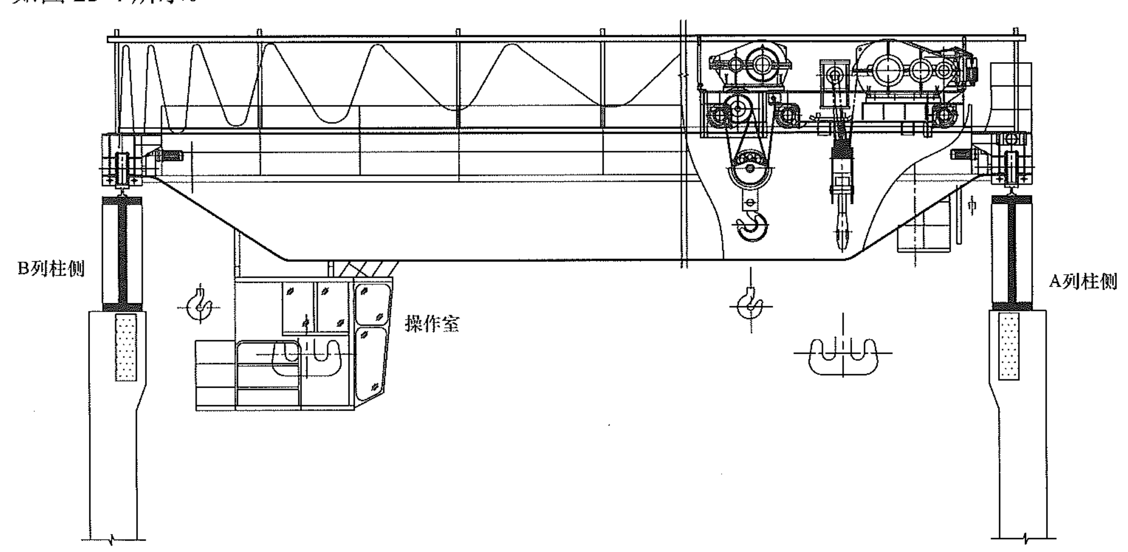


图 23-3　操作室的位置在汽机房 B 列柱侧

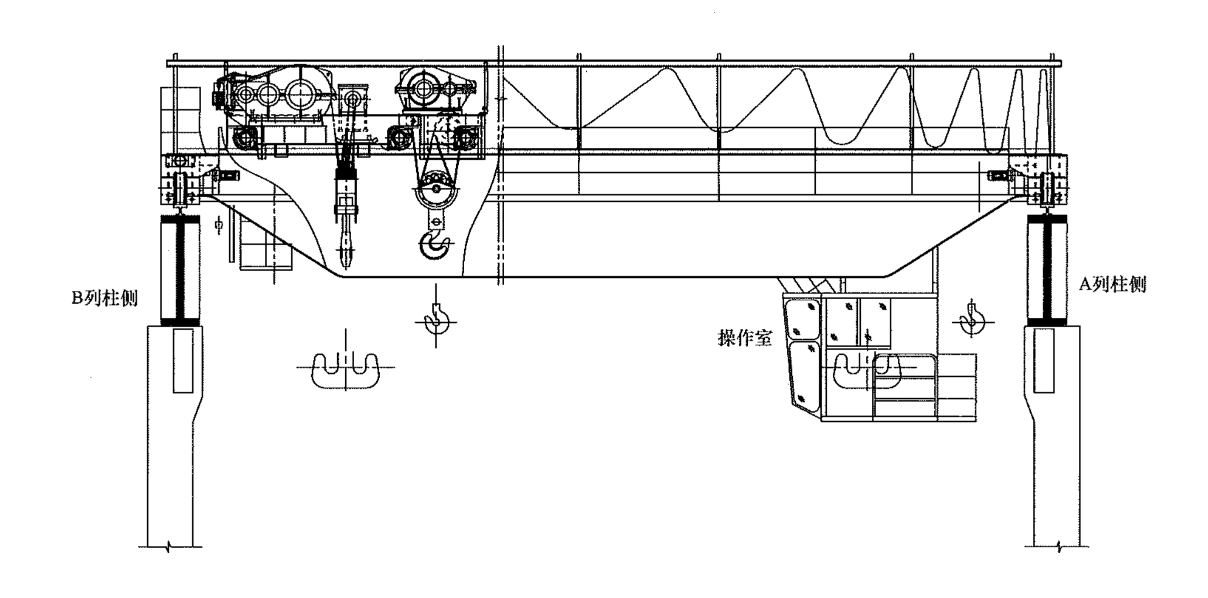


图 23-4　操作室的位置在汽机房 A 列柱侧

二、除氧器模块

除氧器应结合给水泵前置泵综合考虑布置，使除氧器给水箱至给水泵前置泵之间的给水管道尽量短捷，以降低阻力。

（一）具体要求

（1）除氧器给水箱的安装标高，应保证汽轮机甩负荷瞬态工况下，给水泵或给水泵前置泵的进口不发生汽化。

（2）除氧器如确有必要布置在集中控制室上方，集中控制室顶板必须采用混凝土整体浇灌，除氧器层屋面应有可靠的防水措施。

（3）除氧器的支架应布置在厂房框架梁上，对除氧器应设检修平台。

（4）在气候、布置条件适合时，除氧器宜采用露天布置。

（5）除氧器如露天布置，附近布置的阀门执行机构等部件应按相应防护级选型，除氧器上部应设置土建结构以满足管道支吊需要，除氧器层屋面应做好排水措施，对设备应考虑防冻措施。

（二）常见的布置方案

（1）当给水泵前置泵布置在中间层及以上时，除氧器采用高位布置。

（2）当给水泵前置泵布置在±0.00m 层时，除氧器可采用低位布置，也可采用高位布置。

（3）除氧器布置在低位时，采用室内布置。

（4）除氧器布置在高位时，根据工程情况，可采用露天布置或室内布置。除氧器露天布置如图 23-5 所示，室内布置如图 23-6 所示。

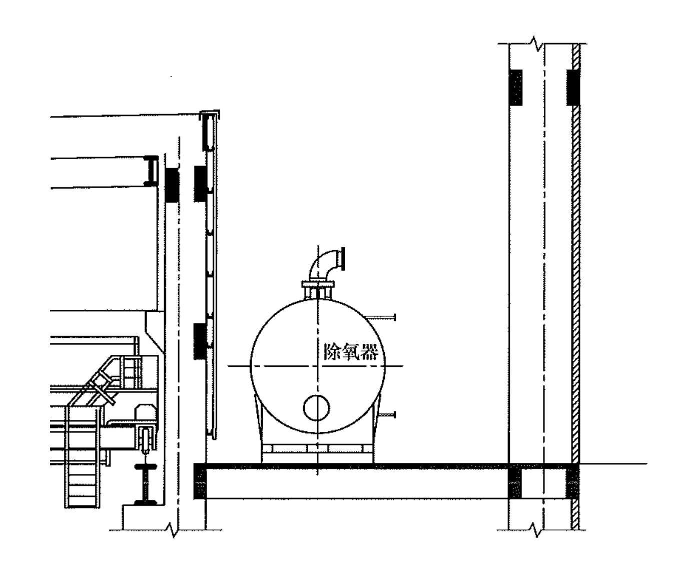


图 23-5　除氧器露天布置

三、高压加热器模块

高压加热器的布置应结合加热器数量、形式及主厂房总布置方式确定，给水管道（包括旁路）应简短、抽汽管道阻力小、疏水顺畅。

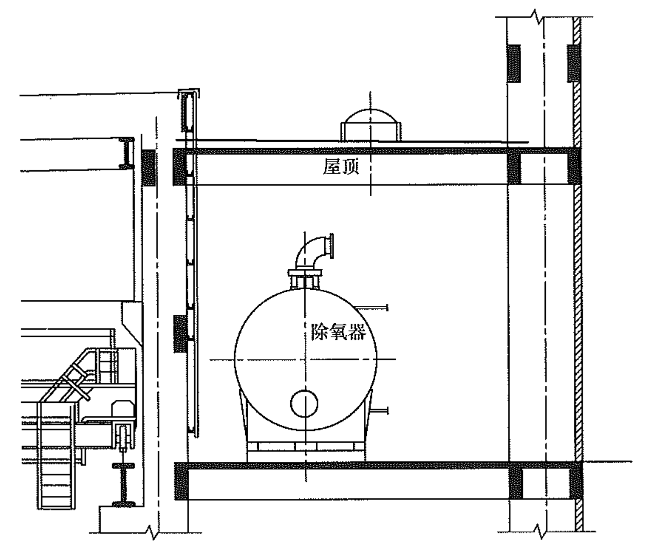


图 23-6　除氧器室内布置

（一）具体要求

（1）高压加热器的固定支架宜布置在主厂房框架梁上。

（2）高压加热器应预留更换拖运通道和检修空间。

（3）可根据布置需要在除氧器间设置高压加热器层。

（二）常见的布置方案

（1）高压加热器叠式布置，如图 23-7 所示。

（2）高压加热器同层布置，如图 23-8 所示。

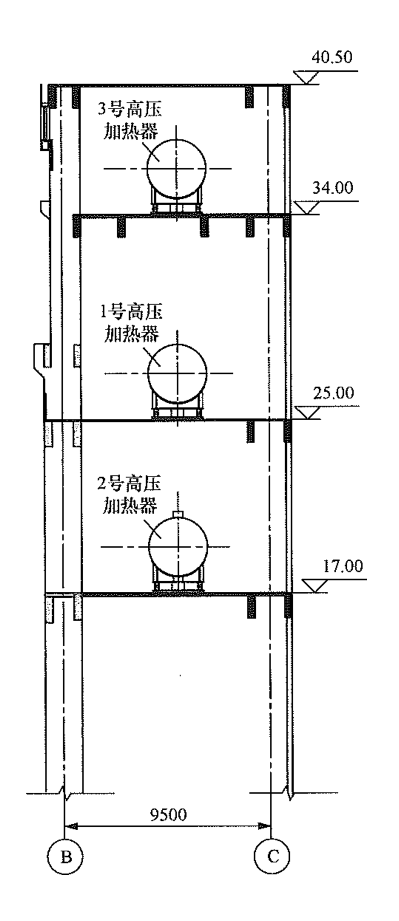


图 23-7　高压加热器叠式布置

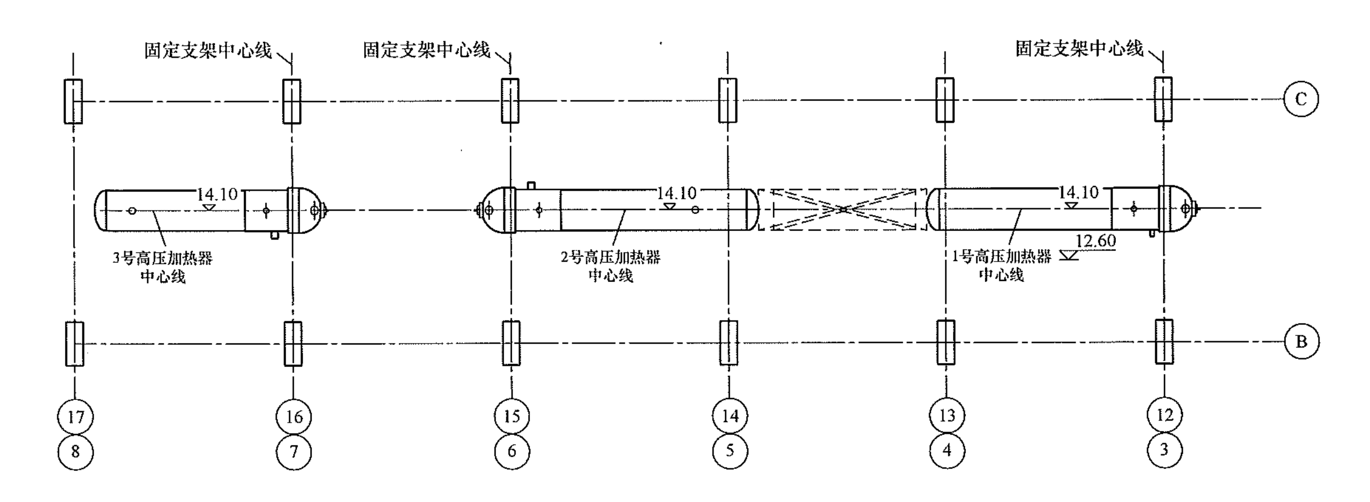


图 23-8　高压加热器同层布置

四、给水泵模块

给水泵的布置应结合汽机房总体布置及其驱动方式确定，满足系统要求，方便运行和检修。

（一）具体要求

（1）给水泵上部应配置检修起吊设施，布置在汽机房运转层的给水泵组可利用汽机房行车进行检修起吊。

（2）给水泵滤网应布置在便于拆卸清洗的位置。

（二）常见的布置方案

（1）电动给水泵宜布置在±0.00m 层。

（2）汽动给水泵根据给水泵汽轮机的排汽方向可下排汽布置，如图 23-9 所示；也可上排汽布置，如图 23-10 所示。

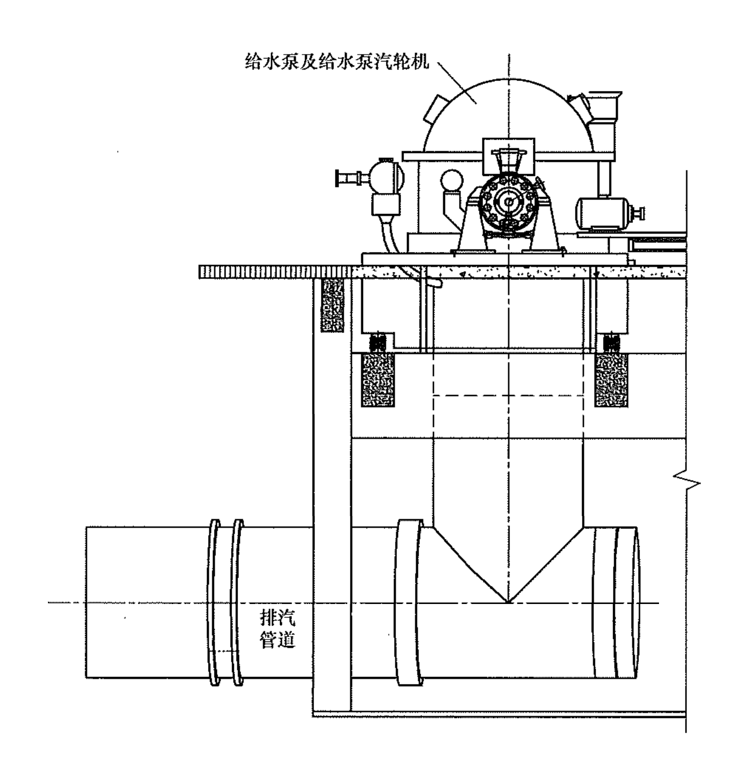


图 23-9 给水泵及给水泵汽轮机下排汽布置

图 23-10 给水泵及给水泵汽轮机上排汽布置

五、给水泵前置泵模块

给水泵前置泵的安装标高应满足设备必需汽蚀余量（$NPSH_r$）的要求，并留有适当裕量。

（一）具体要求

给水泵前置泵布置时应根据设备自身的检修维护特点，设置必要的检修维护起吊设施。

（二）常见的布置方案

（1）给水泵前置泵独立布置，如图 23-11 所示。

（2）给水泵前置泵和给水泵同轴布置，如图 23-12 所示。

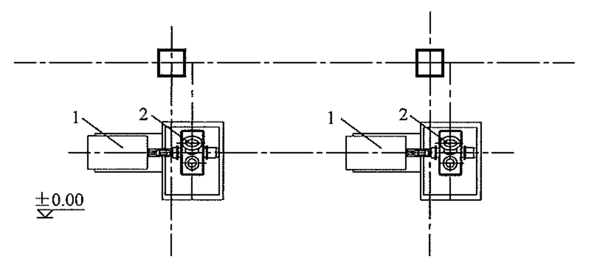


图 23-11 给水泵前置泵独立布置方案
1—电动机；2—给水泵前置泵

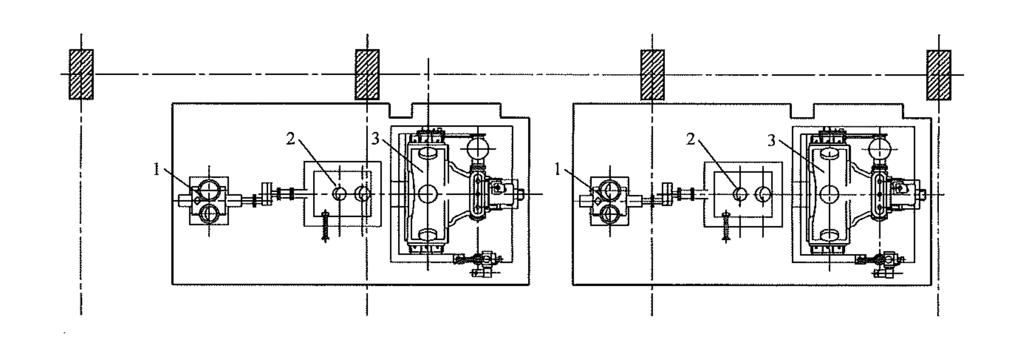


图 23-12 给水泵前置泵和给水泵同轴布置方案
1—给水泵前置泵；2—给水泵；3—给水泵汽轮机

六、凝结水泵模块

凝结水泵的安装标高应满足设备必需汽蚀余量（$NPSH_r$）的要求，并留有适当裕量。

（一）具体要求

凝结水泵布置时应根据设备自身的检修维护特点，设置必要的检修维护起吊设施，宜在楼板上预留检修起吊孔。

（二）常见的布置方案

（1）凝结水泵横向布置，如图 23-13 所示。

（2）凝结水泵纵向布置，如图 23-14 所示。

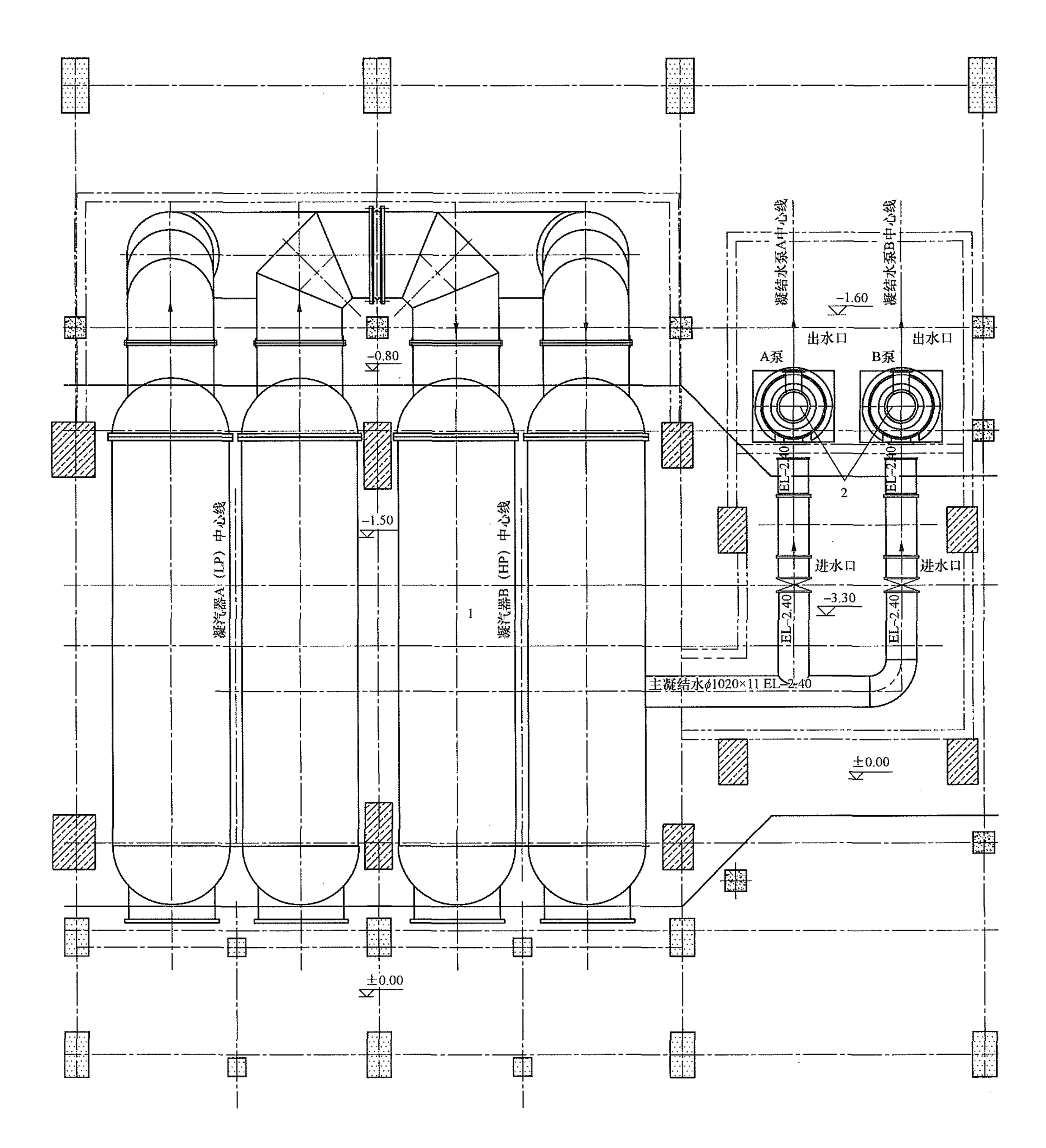


图 23-13 凝结水泵横向布置方案

1—凝汽器；2—凝结水泵

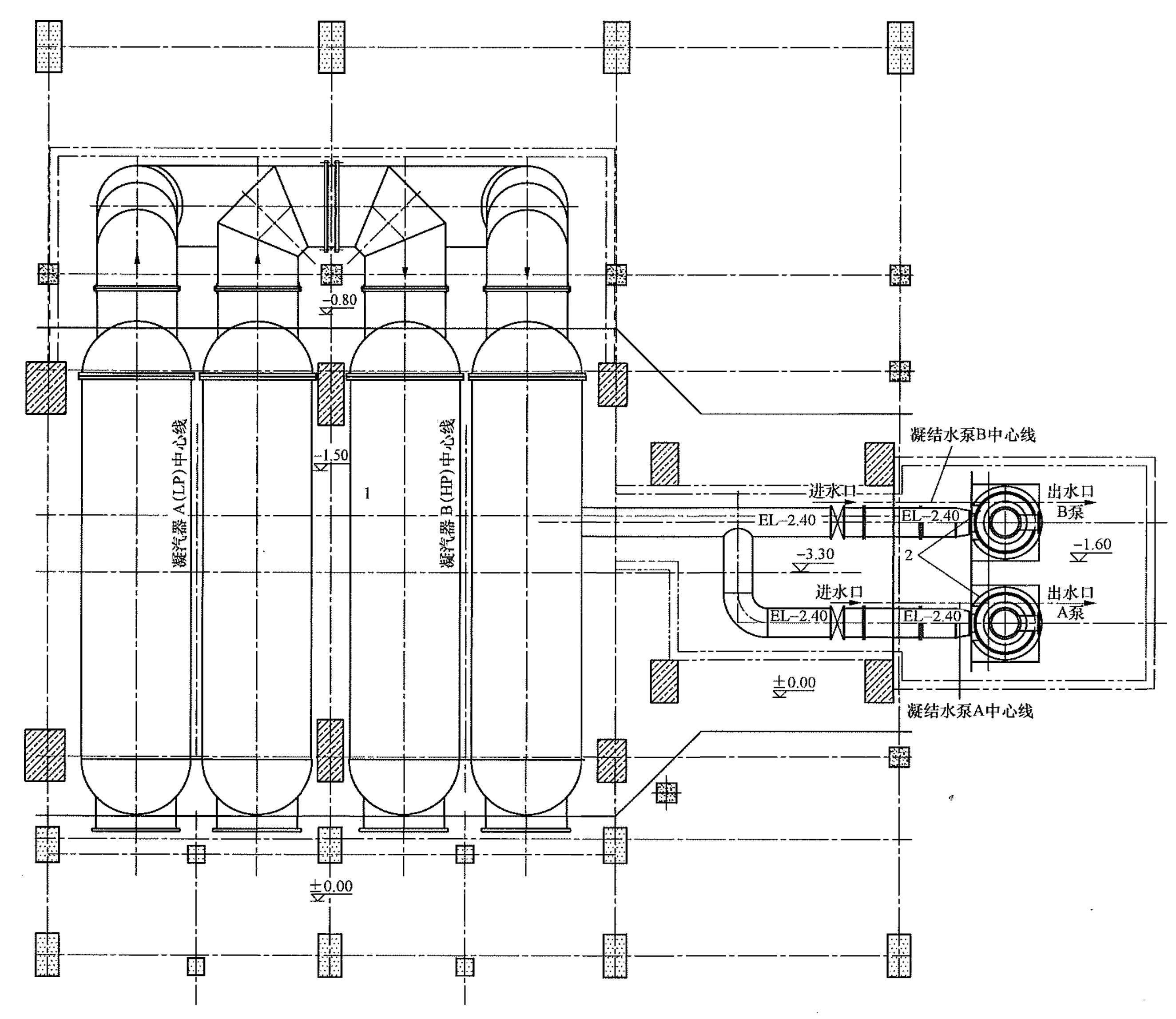


图 23-14 凝结水泵纵向布置方案

1—凝汽器；2—凝结水泵

七、加热器疏水泵模块

加热器疏水泵的安装标高应满足疏水泵必需汽蚀余量（$NPSH_r$）的要求，并留有适当裕量。

（一）具体要求

加热器疏水泵应布置在比对应加热器或疏水箱标高低的位置，以满足疏水泵必需汽蚀余量的要求。

（二）常见的布置方案

加热器疏水泵宜布置在对应加热器或疏水箱的正下方，疏水泵进口管道尽可能短，减小阻力，如图 23-15 所示。

八、外置式蒸汽冷却器模块

（一）具体要求

（1）外置式蒸汽冷却器应高于同一抽汽流程的对应加热器布置，便于疏水从蒸汽冷却器流向对应加热器。

（2）外置式蒸汽冷却器至对应加热器的抽汽管道应布置简洁，并不应出现 U 形。

（3）外置式蒸汽冷却器至下一级加热器疏水管道上的 U 形水封高度应大于 VWO 工况流量下外置式蒸汽冷却器的汽侧阻力。

（二）常见的布置方案

外置式蒸汽冷却器应布置在对应加热器的上方，如图 23-16 所示。

九、疏水冷却器模块

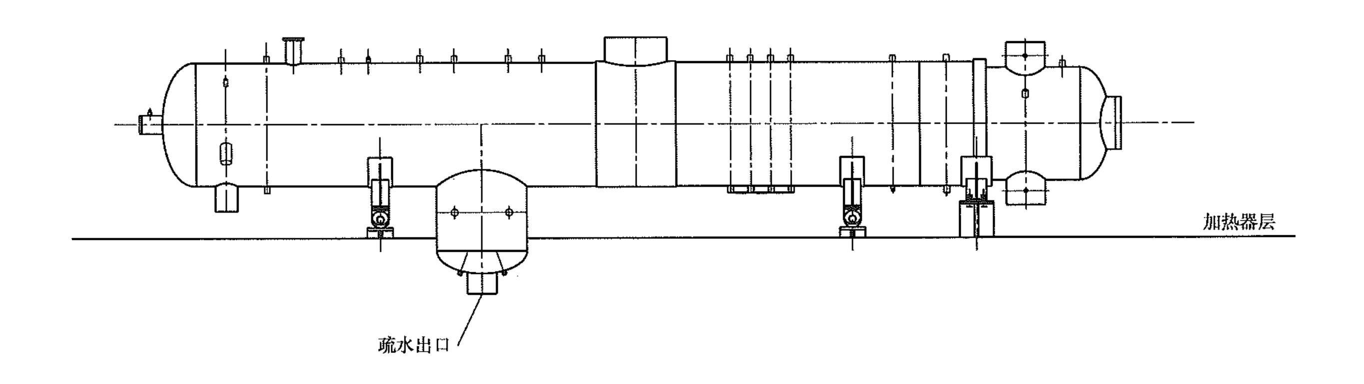
（一）具体要求

疏水冷却器的安装标高应满足 U 形水封高度的要求，并留有适当裕量。

（二）常见的布置方案

（1）±0.00m 层布置，如图 23-17 所示。

（2）低位布置，如图 23-18 所示。



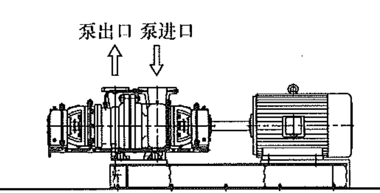
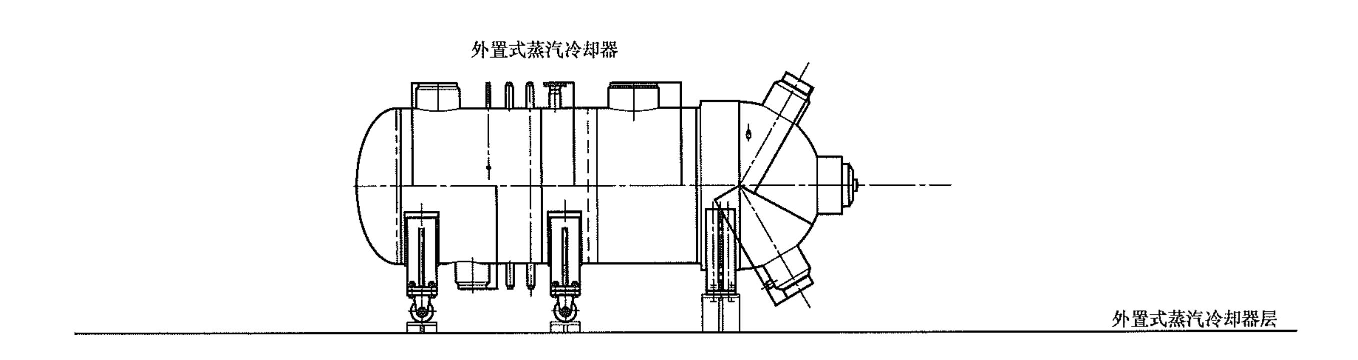


图 23-15　加热器疏水泵布置方案



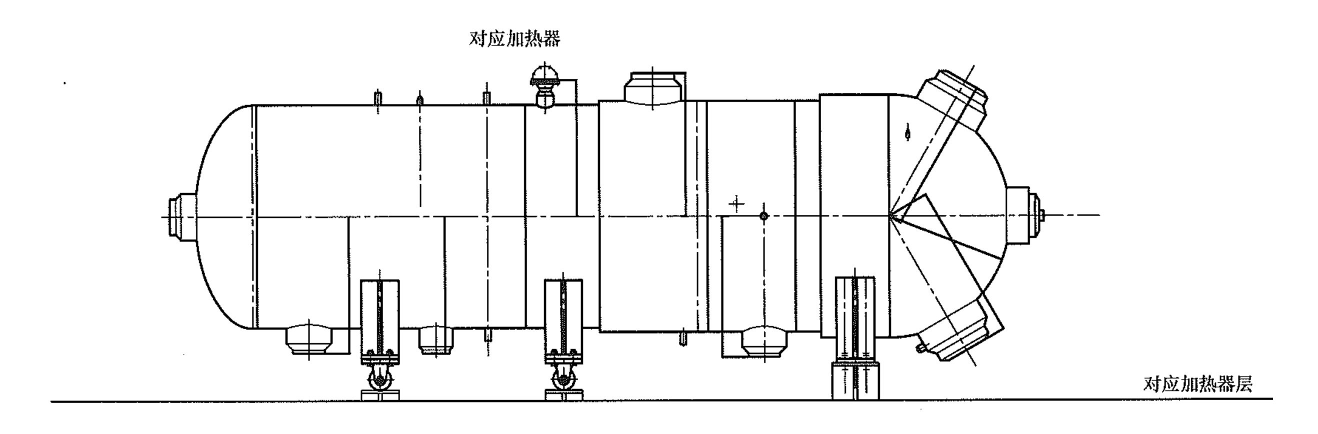


图 23-16　外置式蒸汽冷却器布置方案

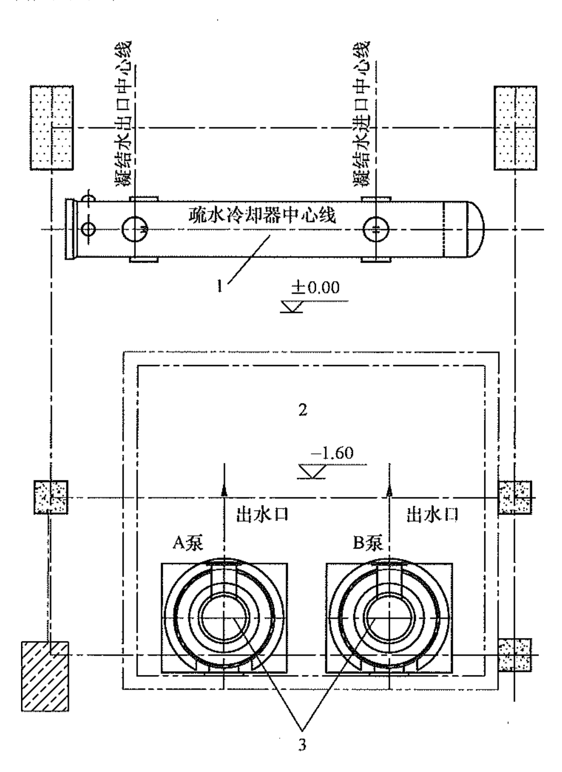


图 23-17　疏水冷却器±0.00m 层布置方案

1—疏水冷却器；2—凝结水泵坑；3—凝结水泵

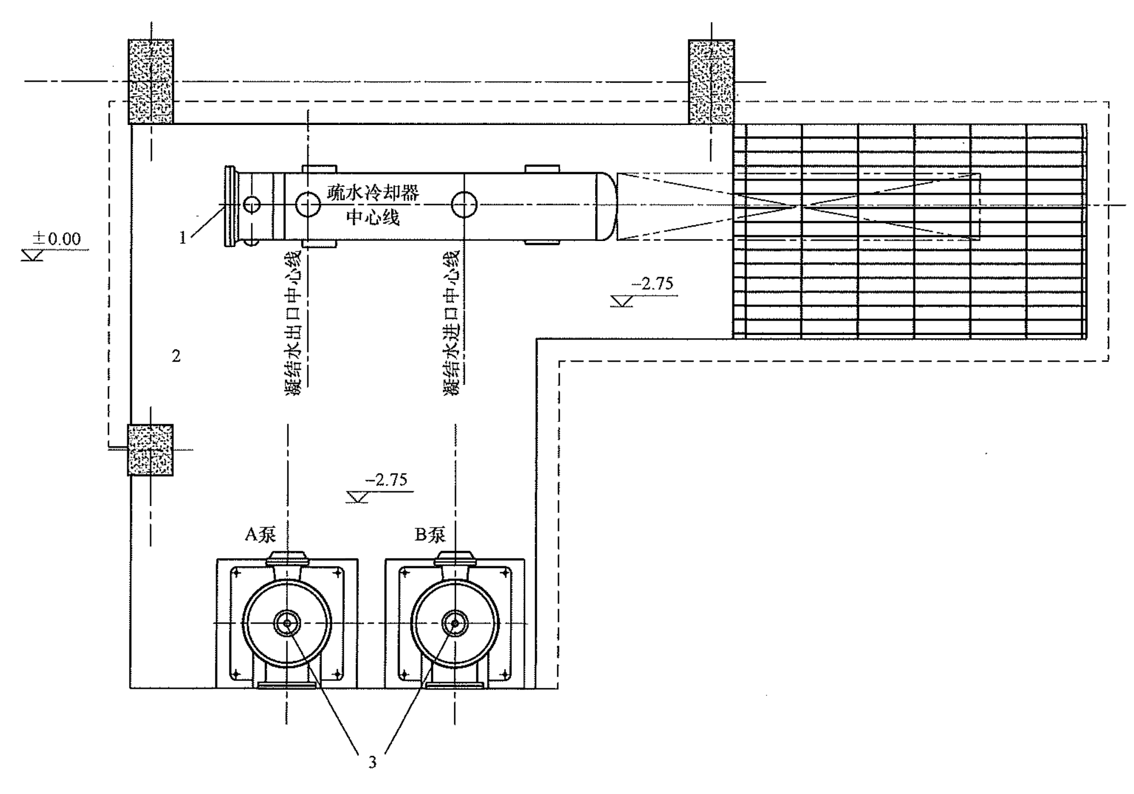


图 23-18　疏水冷却器低位布置方案

1—疏水冷却器；2—凝结水泵坑；3—凝结水泵

第三节　300MW 级机组汽机岛主厂房典型布置

国内外已运行的 300MW 级电厂的主厂房布置（汽机房、除氧间、煤仓间、锅炉房）体现出多元化的格局。

根据厂房的顺序，可以分为四列式（从汽机房 A 列始依次为汽机房、除氧间、煤仓间、锅炉房）和三列式。根据煤仓间的布置形式，三列式又分为采用侧煤仓布置的三列式（从汽机房 A 列始依次为汽机房、除氧间、锅炉房）和采用除氧煤仓间合并布置的三列

式（从汽机房A列始依次为汽机房、除氧煤仓间、锅炉房）。

国内部分300MW级电厂汽机岛主厂房尺寸见表23-2。

表23-2　　国内部分300MW级电厂汽机岛主厂房尺寸

项　目		A电厂	B电厂	C电厂	D电厂
电厂类型		亚临界	亚临界	超临界	超临界
厂房结构类型		钢筋混凝土结构	钢筋混凝土结构	钢筋混凝土结构	钢筋混凝土结构
厂房排列形式		四列式、前煤仓	四列式、前煤仓	三列式（除氧煤仓间合并）、前煤仓	三列式（除氧煤仓间合并）、前煤仓
主厂房柱距（m）		9.00	9.00	9.00	9.00
汽机房	跨距（m）	27.00	27.00	27.00	28.00
	汽轮机中心至A列柱中心距（m）	13.00	13.00	13.00	13.80
	中间层标高（m）	6.30	6.30	6.30	6.30
	运转层标高（m）	12.60	12.60	12.60	13.00
	吊车轨顶标高（m）	25.60	25.60	25.10	25.60
	屋架下弦标高（m）	29.60	30.60	29.10	29.10
	厂房长度（m）(2台机组)	154.50	154.50	150.20	149.20
除氧间	跨距（m）	9.00	9.00	10.00	10.50
	加热器层标高（m）	12.60	12.60	12.60	13.00
	除氧层标高（m）	21.00	21.00	19.20	19.60

300MW级机组典型的主厂房布置形式主要有三列式和四列式。早期的亚临界机组主厂房大多采用四列式，而最近几年新建的超临界机组，尤其是循环流化床机组大多采用除氧煤仓间合并布置的三列式。以下按照三列式（除氧煤仓间合并）和四列式分别介绍300MW级机组汽机岛主厂房典型布置形式。

［案例23-1］　*300MW级三列式机组汽机岛主厂房布置*

某300MW级三列式机组为新建工程，扩建方向为右扩建，采用除氧煤仓间合并布置方案。汽机房采用9.00m和10.00m不等柱距设计，1号机组占8档，2号机组占7档，2台机组中间留1档10.00m的检修场地和1.20m的伸缩缝，2台机组共16档，汽机房总长为149.20m。汽机岛主厂房采用混凝土结构。

1. 汽机房

汽机房跨距为28.00m，汽轮发电机组中心距A列柱13.80m。汽轮发电机组为纵向顺列布置，汽轮机机头朝向固定端，汽机房运转层采用大平台布置，2台机组中间设有检修场地。汽机房行车轨顶标高为25.60m，屋架下弦标高为29.10m。汽轮发电机基座为岛式布置，给水泵汽轮机采用刚性基座。

汽机房分3层，即底层（±0.00m）、中间层（6.30m）和运转层（13.00m）。

（1）底层（±0.00m）。在汽轮机机头端布置有电动滤水器、闭式循环冷却水热交换器、闭式循环冷却水泵和真空泵等，在发电机端布置有凝结水泵、发电机定子冷却水装置、发电机密封油装置、凝结水泵变频间和380V厂用配电室等，在2台机组中间集中布置凝结水精处理装置。在汽轮发电机基座柱网内，与汽轮机低压缸相对应的下部布置凝汽器，中心标高为2.40m。凝汽器与汽轮发电机组呈横向布置，凝汽器抽管方向朝A列柱，凝汽器下方设有-4.00m的循环水坑，凝汽器与A列柱之间设有-6.00m的循环水坑，布置有循环水进、出水管道，循环水管道上的蝶阀布置A列柱内，设专门的检修起吊装置。在汽动给水泵基座柱网内，布置给水泵汽轮机油净化装置。汽机岛主厂房底层布置如图23-19所示。

（2）中间层（6.30m）。主要是管道层，除管道和阀门外，在汽轮机机头端布置有主油箱、轴封加热器、高压旁路装置和热控配电间等，在发电机端布置有发电机封闭母线、励磁设备和6kV厂用配电装置等，在2台机组中间布置照明检修配电间。7、8号组合式低压加热器布置在凝汽器喉部，其抽芯方向朝向A列柱。在给水泵汽轮机排汽口下部布置相应的排汽管道和蝶阀。汽机岛主厂房中间层布置如图23-20所示。

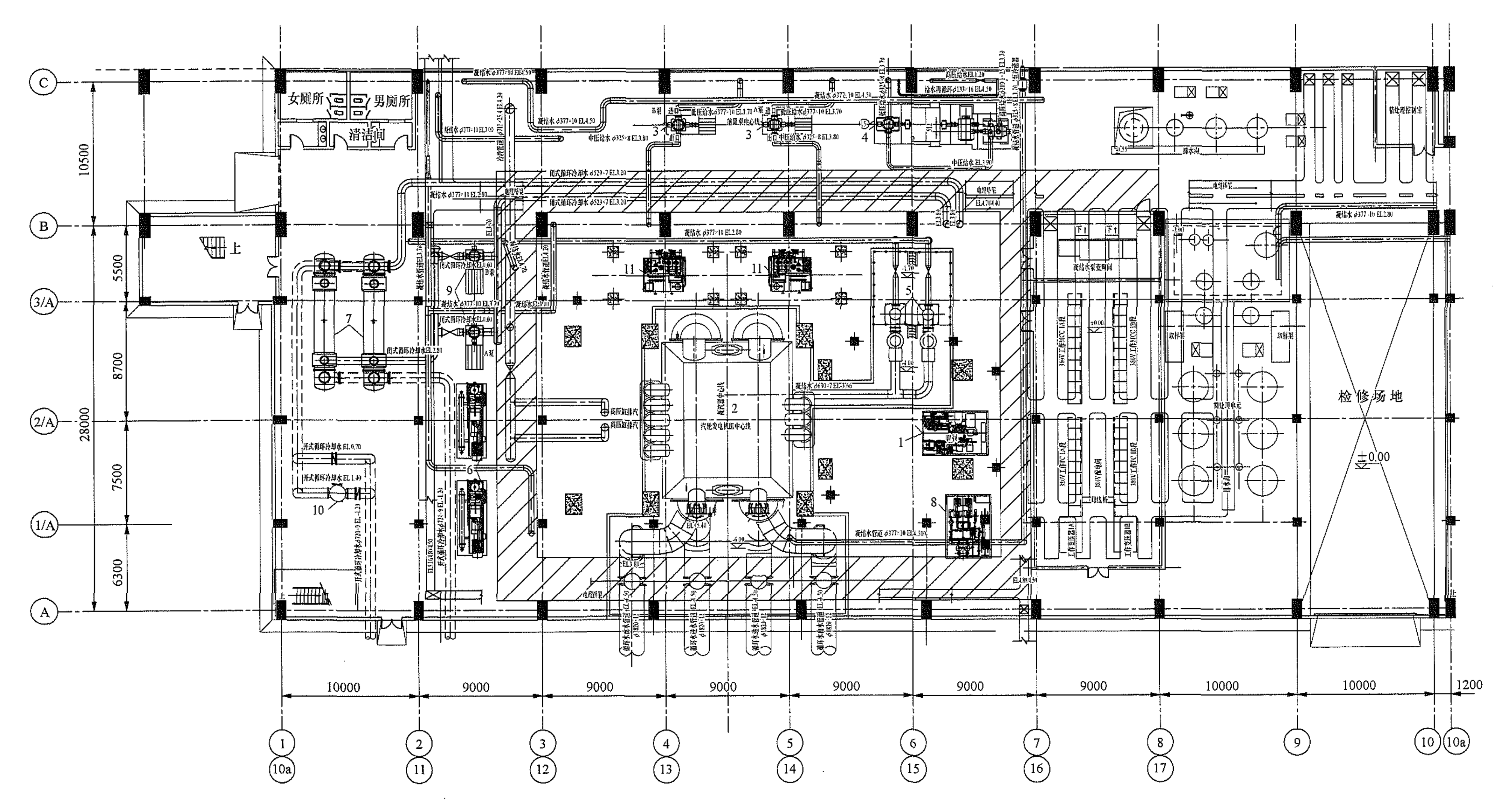


图 23-19　某300MW级三列式机组汽机岛主厂房底层布置图

1—发电机密封油装置；2—凝汽器；3—汽动给水泵前置泵；4—电动给水泵组；
5—凝结水泵；6—真空泵；7—闭式循环冷却水热交换器；8—发电机定子冷却水装置；9—闭式循环冷却水泵；
10—电动滤水器；11—给水泵汽轮机油净化装置

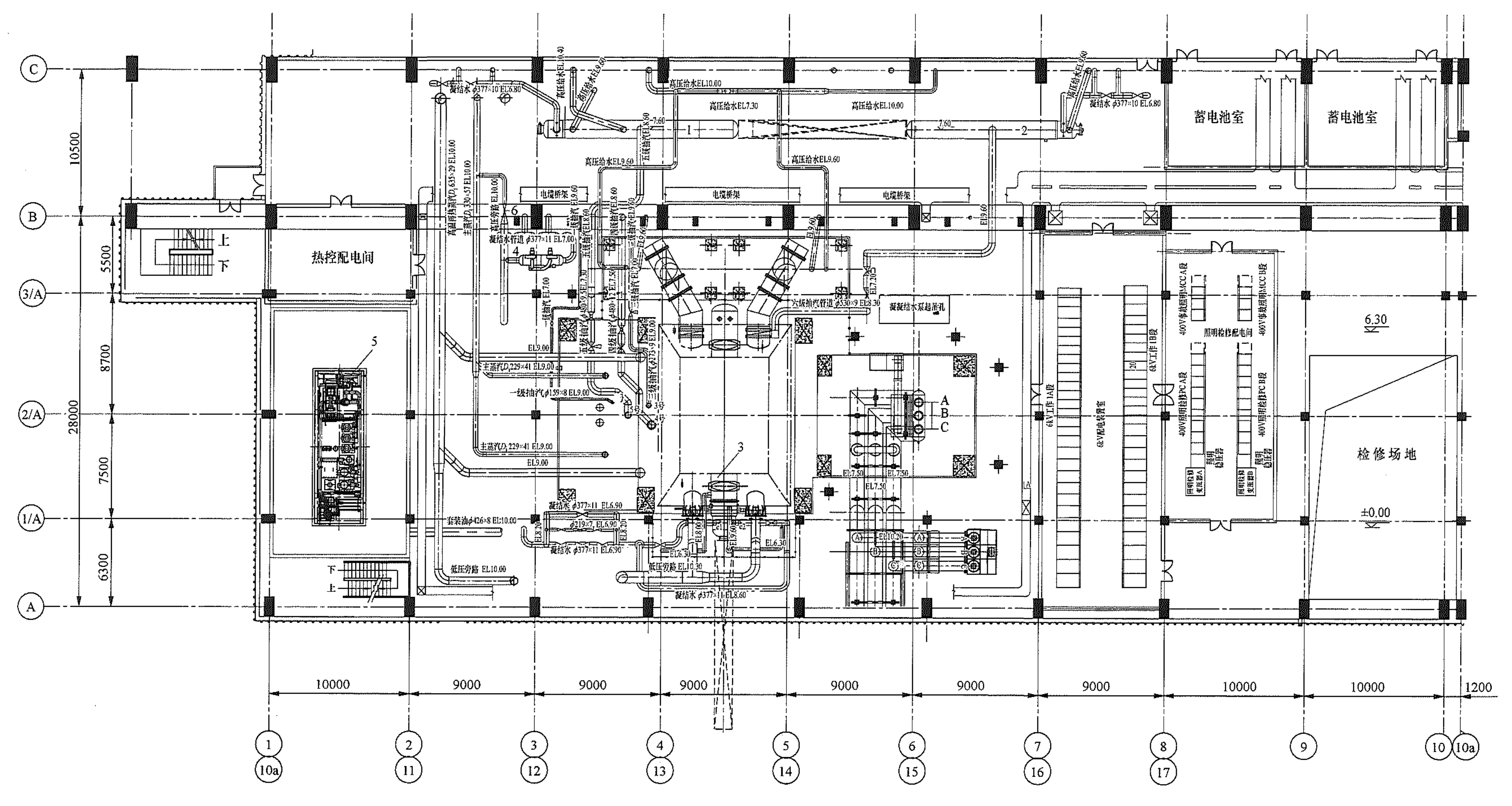


图 23-20 某300MW级三列式机组汽机岛主厂房中间层布置图

1—5号低压加热器；2—6号低压加热器；3—7、8号组合式低压加热器；4—轴封加热器；

5—主油箱；6—高压旁路装置

（3）运转层（12.60m）。该层为大平台结构，布置有汽轮发电机组、汽动给水泵组和低压旁路装置等。汽轮发电机组纵向布置，2 台给水泵汽轮机的机头相对，给水泵汽轮机的排汽口向下，排汽到凝汽器。汽机岛主厂房运转层布置如图 23-21 所示。

2. 除氧煤仓间

除氧煤仓间跨距为 10.50m，柱距同汽机房，分设底层（±0.00m）、中间层（6.30m）、运转层（13.00m）和除氧层（19.60m）层。

（1）底层（±0.00m）。从固定端到扩建端方向，分别布置汽动给水泵前置泵和电动给水泵组，如图 23-19 所示。

（2）中间层（6.30m）。从固定端到扩建端方向，分别布置 5 号低压加热器和 6 号低压加热器，如图 23-20 所示。

（3）运转层（13.00m）。从固定端到扩建端方向，分别布置 3 号高压加热器、2 号高压加热器和 1 号高压加热器，如图 23-21 所示。

（4）除氧层（19.60m 层）。从固定端到扩建端方向，分别布置除氧器和闭式循环冷却水膨胀水箱，如图 23-22 所示。

以上除氧间各层在靠近 B 列柱均留有全厂贯通的运行及维护通道，除氧间内每台机组的机头及固定端外侧均设置有自±0.00m 通向除氧层的扶梯。

汽机岛主厂房横断面布置如图 23-23 所示。

［案例 23-2］ 300MW 级四列式机组汽机岛主厂房布置

某 300MW 级四列式机组为新建工程，扩建方向为右扩建。汽机房采用 9.00m 等柱距。每台机组占 8 档，2 台机组中间留 1 档 9.00m 的检修场地和 1.50m 的伸缩缝，2 台机组共 17 档，汽机厂房总长为 154.50m。汽机岛主厂房采用混凝土结构。

1. 汽机房

汽机房跨距为 27.00m，汽轮发电机组中心距 A 列柱 13.00m。汽轮发电机组为纵向顺列布置，汽轮机机头朝向扩建端，汽机房运转层采用大平台布置，2 台机组中间设有中间检修场地。汽机房行车轨顶标高为 25.60m，屋架下弦标高为 29.60m。汽轮发电机基座为岛式布置，给水泵汽轮机采用刚性基座。

汽机房分 3 层，即底层（±0.00m）、中间层（6.30m）和运转层（12.60m）。

（1）底层（±0.00m）。在汽轮机机头端布置有凝结水精处理装置、主油箱和真空泵等，在发电机端布置有电动滤水器、开式循环冷却水泵、闭式循环冷却水热交换器、凝结水泵和电气 380V 厂用配电室等。在汽轮发电机基座柱网内，与汽轮机低压缸相对应的下部布置凝汽器，凝汽器与汽轮发电机组呈横向布置，中心标高为 2.86m。凝汽器抽管方向朝 A 列柱，凝汽器下方设有–4.00m 的循环水坑，凝汽器与 A 列柱之间设有–5.30m 的循环水坑，布置有循环水进、出水管道，循环水管道上的蝶阀布置 A 列柱内，设专门的检修起吊装置。在汽动给水泵基座柱网内，布置给水泵汽轮机油净化装置。汽机岛主厂房底层布置如图 23-24 所示。

（2）中间层（6.30m）。主要是管道层，除管道和阀门外，在汽轮机机头端布置有高压旁路装置和低压旁路装置等，在发电机端布置有轴封加热器、发电机封闭母线、励磁设备和 6kV 厂用配电装置等。7、8 号组合式低压加热器布置在凝汽器喉部，其抽芯方向朝向 A 列柱。在给水泵汽轮机排汽口下部布置相应的排汽管道和蝶阀。机岛主厂房中间层布置如图 23-25 所示。

（3）运转层（12.60m）。该层为大平台结构，布置有汽轮发电机组、汽动给水泵组和励磁小室等。汽轮发电机组纵向布置，2 台给水泵汽轮机的机头相对，给水泵汽轮机的排汽口向下，排汽到凝汽器。汽机岛主厂房运转层布置如图 23-26 所示。

2. 除氧间

除氧间跨距为 9.00m，柱距同汽机房，分设底层（±0.00m）、中间层（6.30m）、运转层（12.60m）和除氧层（21.00m）。

（1）底层（±0.00m）。从固定端到扩建端方向，分别布置有闭式循环冷却水泵、汽动给水泵前置泵和电动给水泵组等，如图 23-24 所示。

（2）中间层（6.30m）。从固定端到扩建端方向，分别布置 6 号低压加热器和 5 号低压加热器，如图 23-25 所示。

（3）运转层（12.60m）。从固定端到扩建端方向，分别布置 1 号高压加热器、2 号高压加热器和 3 号高压加热器，如图 23-26 所示。

（4）除氧层（21.00m）。从固定端到扩建端方向，分别布置闭式循环冷却水膨胀水箱和除氧器，如图 23-27 所示。

以上除氧间各层在靠近 B 列柱均留有全厂贯通的运行及维护通道，除氧间内每台机组的发电机端均设置有自±0.00m 通向除氧层的扶梯。

汽机岛主厂房横断面布置如图 23-28 所示。

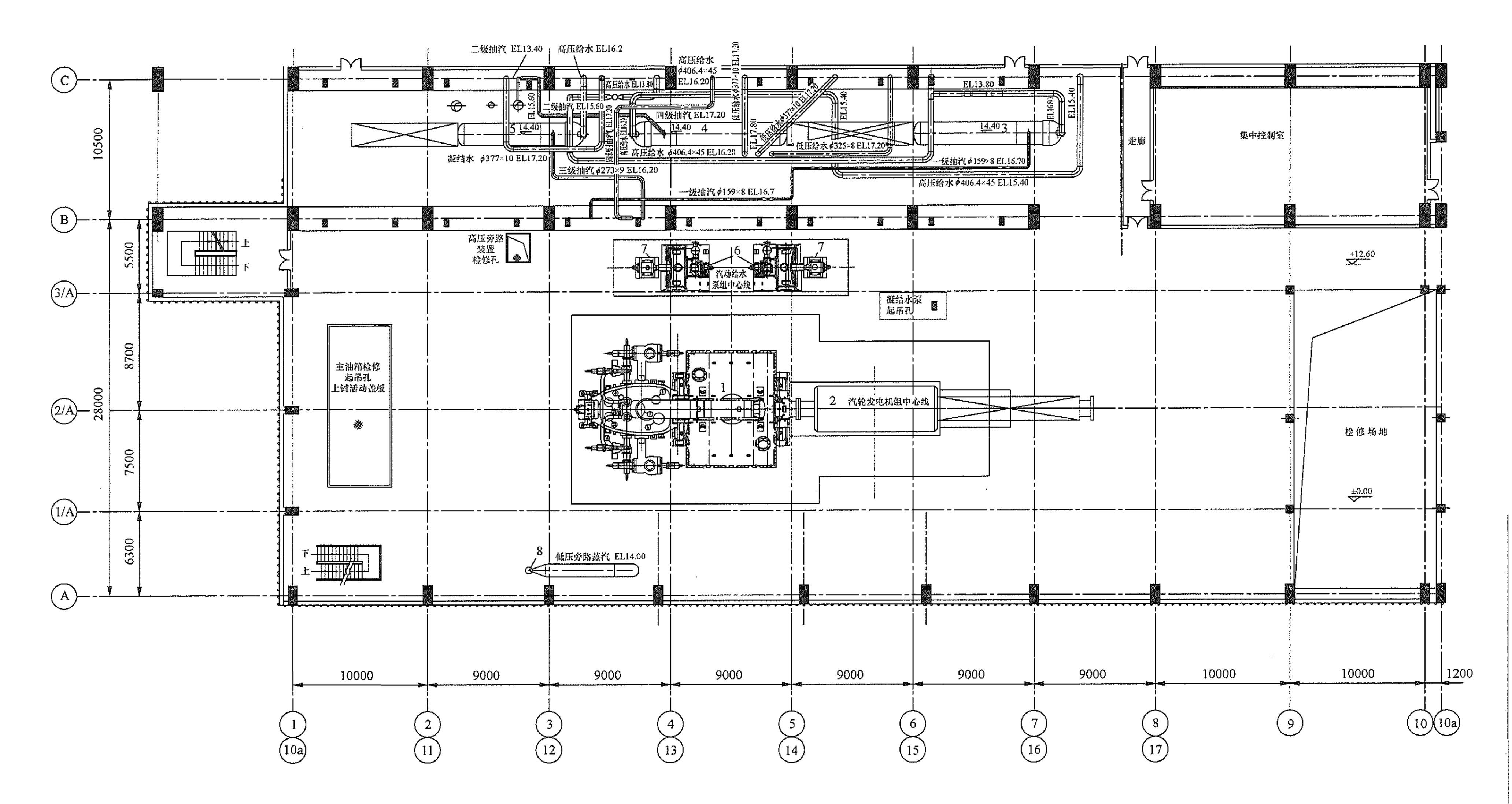


图 23-21　某300MW级三列式机组汽机岛主厂房运转层布置图

1—汽轮机；2—发电机；3—1号高压加热器；4—2号高压加热器；5—3号高压加热器；6—给水泵汽轮机；7—汽动给水泵；8—低压旁路装置

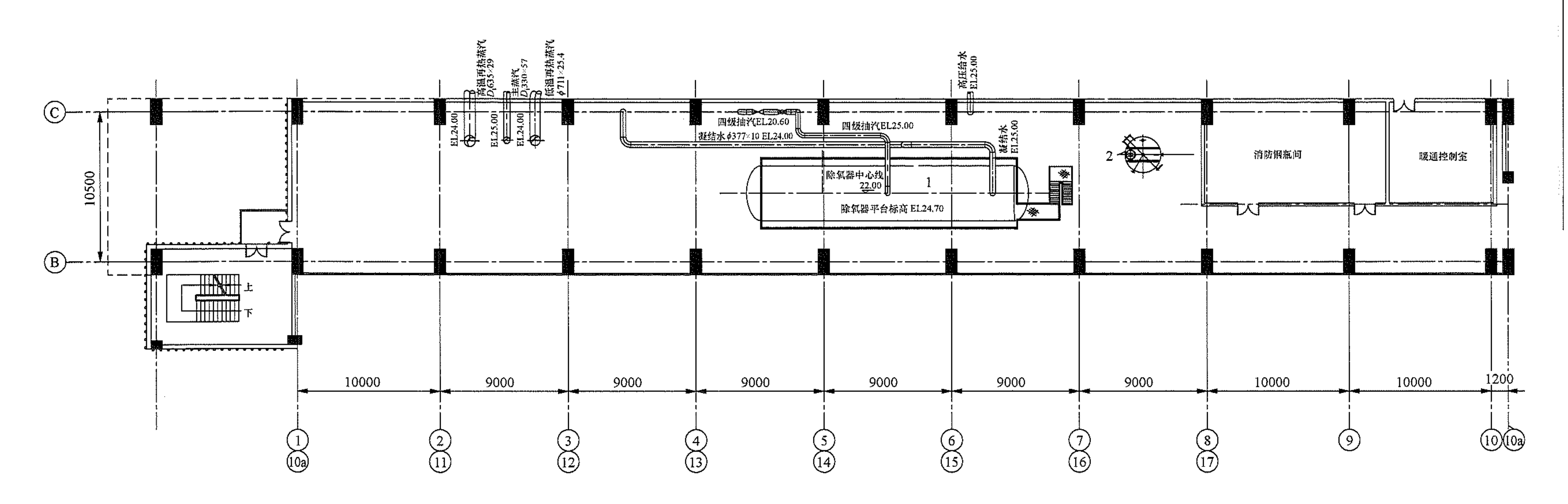


图23-22　300MW级三列式机组汽机岛主厂房19.60m层布置图

1—除氧器；2—闭式循环冷却水膨胀水箱

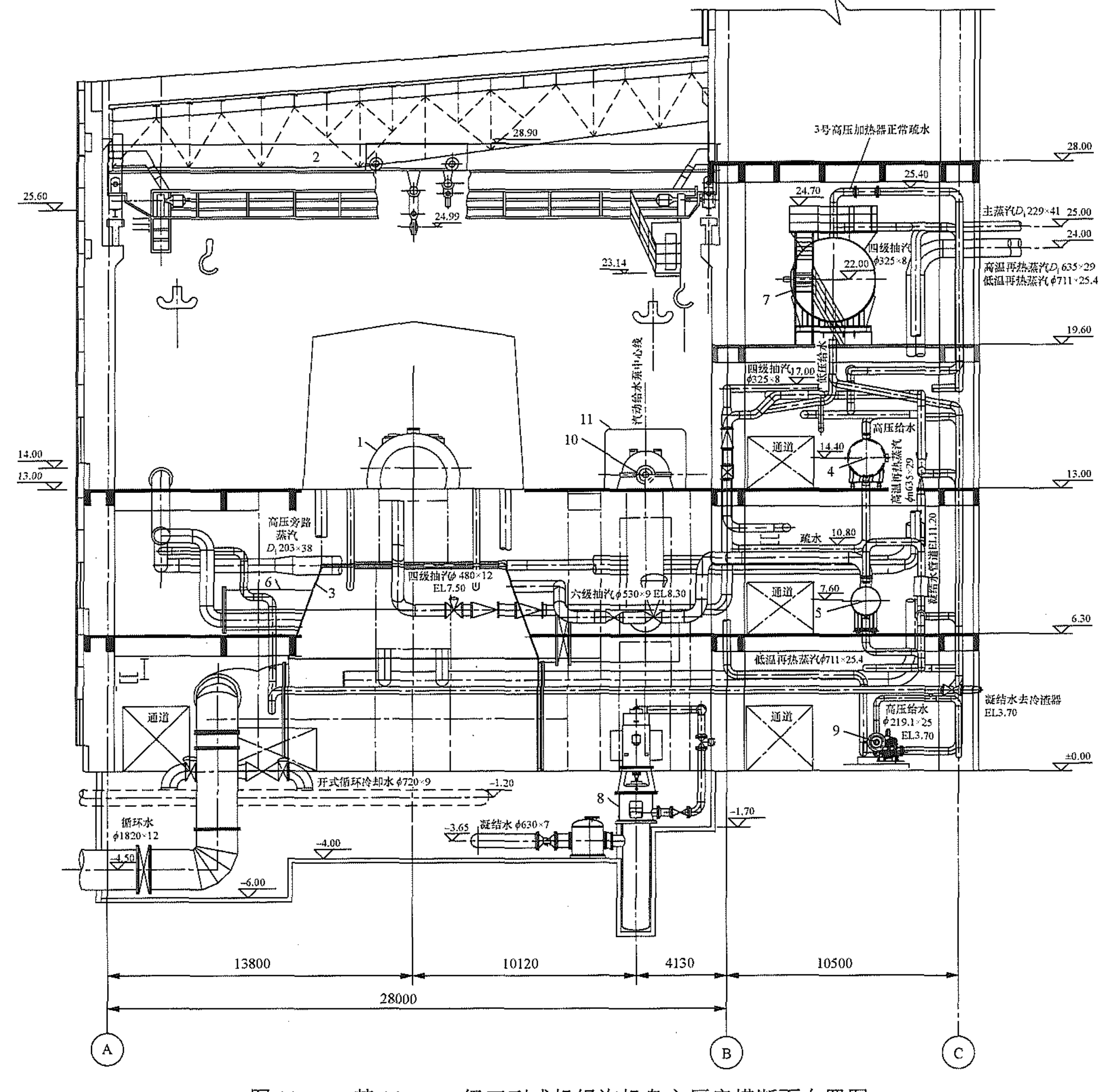


图 23-23　某 300MW 级三列式机组汽机岛主厂房横断面布置图

1—汽轮机；2—行车；3—凝汽器；4—1 号高压加热器；5—6 号低压加热器；6—7、8 号组合式低压加热器；7—除氧器；8—凝结水泵；9—电动给水泵组；10—汽动给水泵；11—给水泵汽轮机

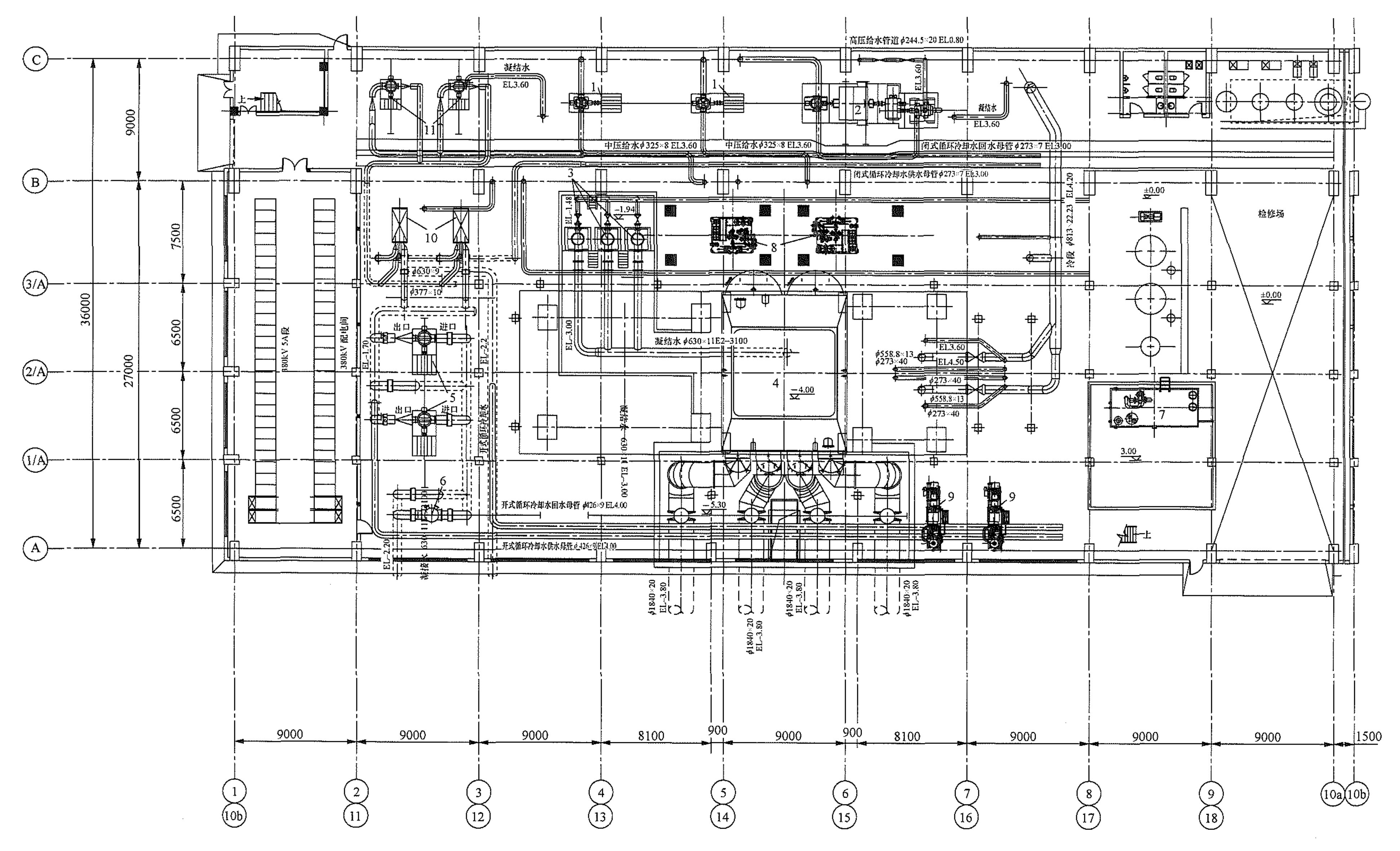


图 23-24　某300MW级四列式机组汽机岛主厂房底层布置图

1—汽动给水泵前置泵；2—电动给水泵组；3—凝结水泵；4—凝汽器；5—开式循环冷却水泵；6—电动滤水器；7—主油箱；8—给水泵汽轮机油净化装置；9—真空泵；10—闭式循环冷却水热交换器；11—闭式循环冷却水泵

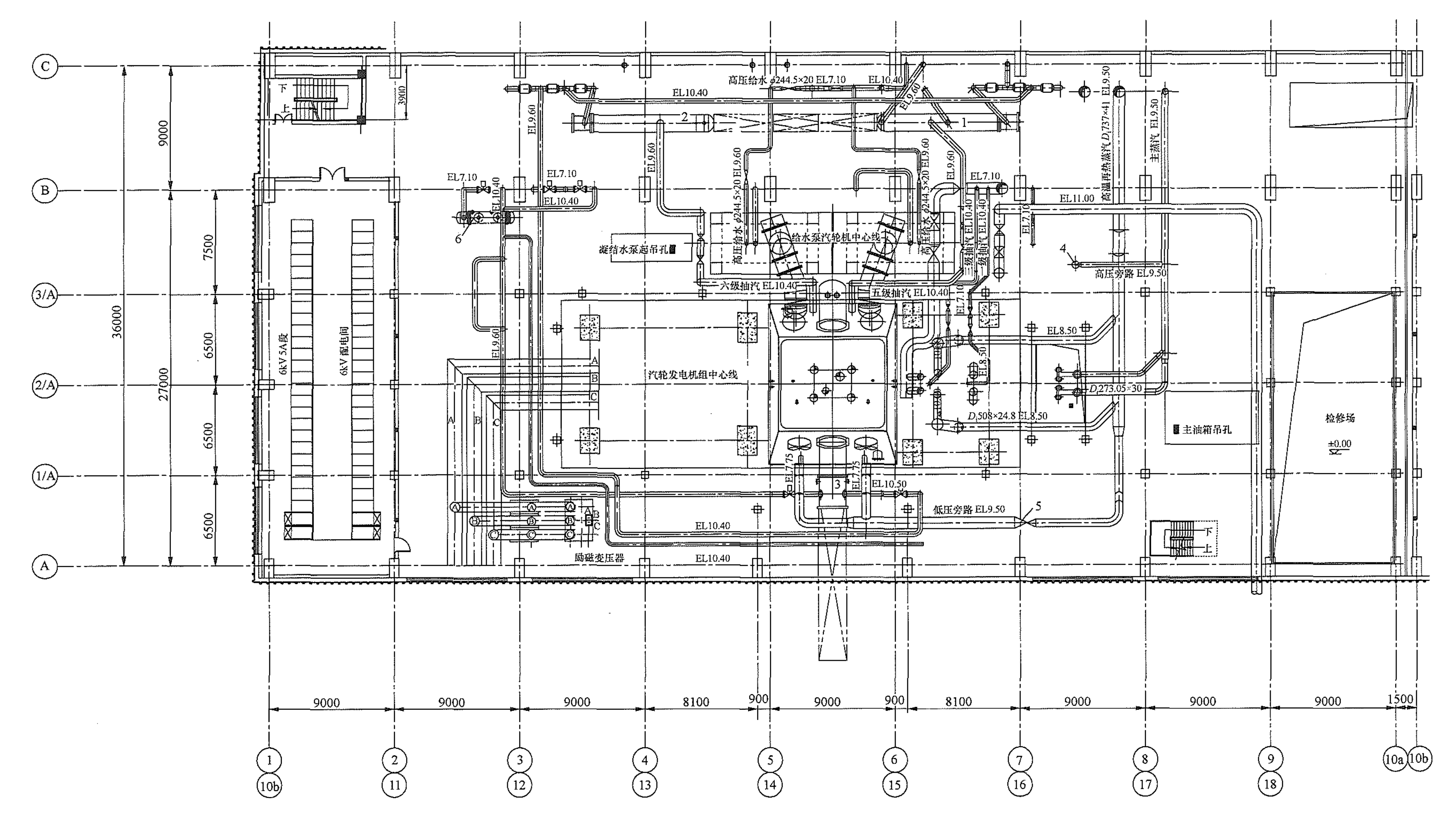


图 23-25　某300MW级四列式机组汽机岛主厂房中间层布置图

1—5号低压加热器；2—6号低压加热器；3—7、8号组合式低压加热器；4—高压旁路装置；5—低压旁路装置；6—轴封加热器

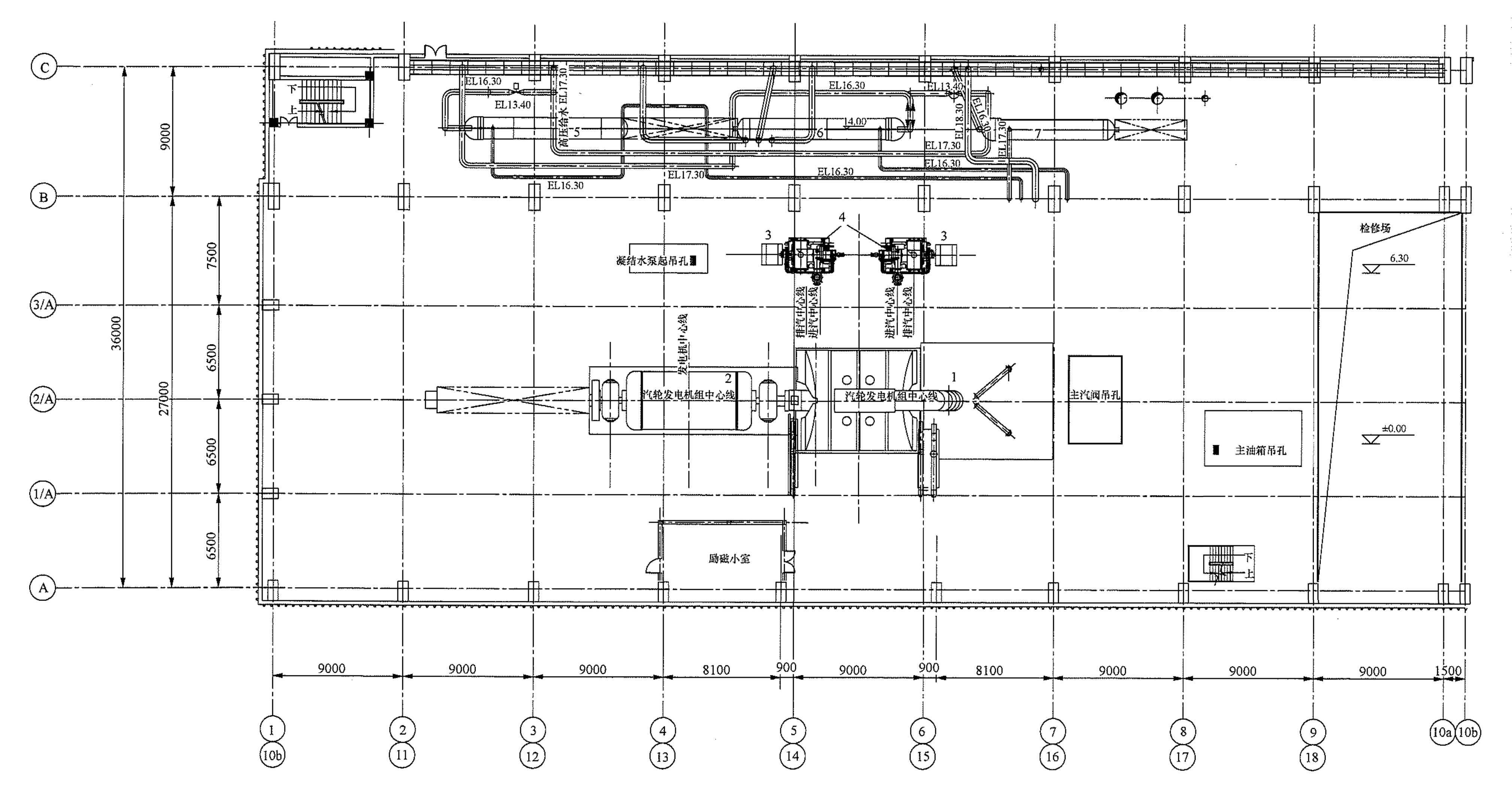


图 23-26 某300MW级四列式机组汽机岛主厂房运转层布置图

1—汽轮机；2—发电机；3—汽动给水泵；4—给水泵汽轮机；5—1号高压加热器；6—2号高压加热器；7—3号高压加热器

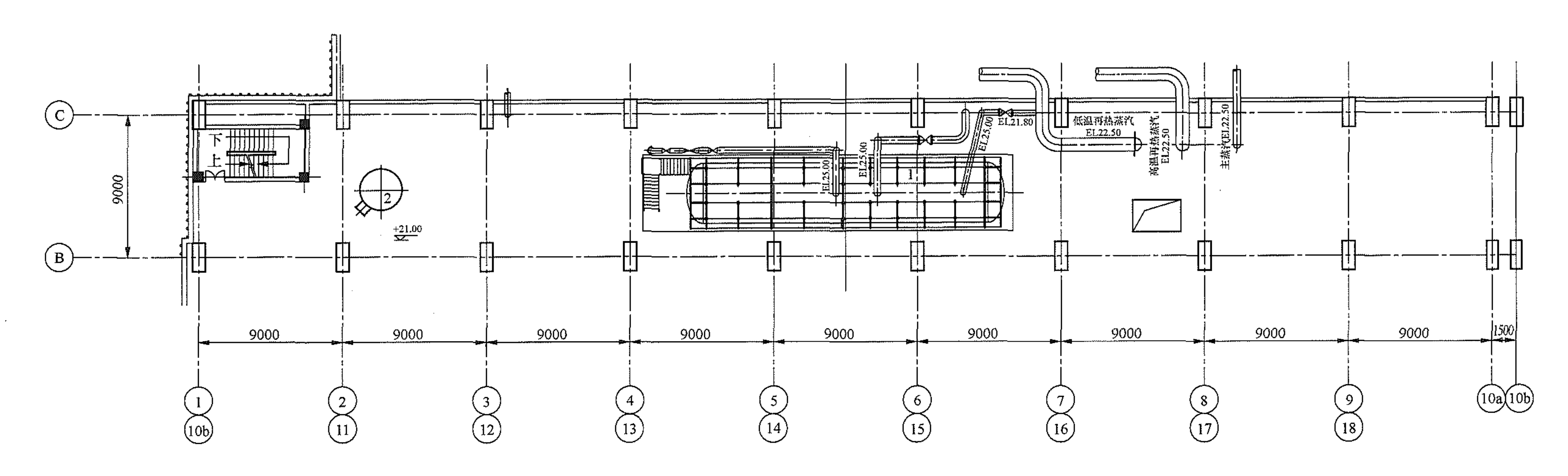


图23-27 某300MW级四列式机组汽机岛主厂房21.00m层布置图
1—除氧器；2—闭式循环冷却水膨胀水箱

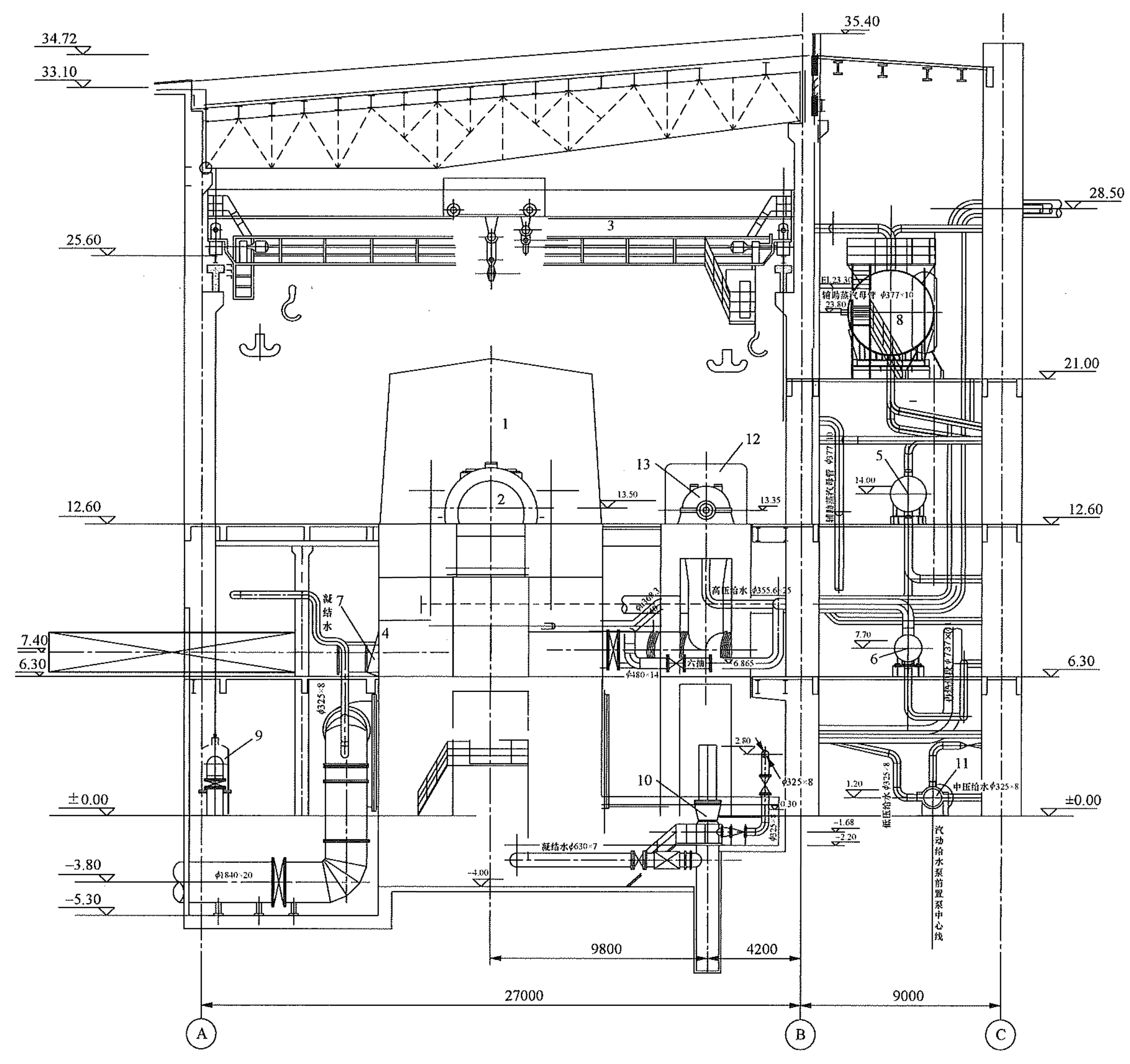


图 23-28　某 300MW 级四列式机组汽机岛主厂房横断面布置图

1—汽轮机；2—发电机；3—行车；4—凝汽器；5—3 号高压加热器；6—5 号低压加热器；7—7、8 号组合式低压加热器；8—除氧器；9—真空泵；10—凝结水泵；11—汽动给水泵前置泵；12—给水泵汽轮机；13—汽动给水泵

第四节　600MW 级机组汽机岛主厂房典型布置

一、600MW 级一次再热机组汽机岛主厂房典型布置

国内从第一批 600MW 级机组建设至今，主厂房的常规布置方案为四列式，即汽机房、除氧间、煤仓间和锅炉房。有部分机组采用侧煤仓布置的三列式，即汽机房、除氧间和锅炉房。此外，还有少量机组采用侧煤仓布置的二列式，即汽机房和锅炉房。

国内部分 600MW 级一次再热机组汽机岛主厂房尺寸见表 23-3。

600MW 级一次再热机组典型的主厂房布置形式主要有二列式、三列式和四列式。以下按照二列式、三列式和四列式分别介绍 600MW 级一次再热机组汽机岛主厂房典型布置形式。

表 23-3　国内部分 600MW 级一次再热机组汽机岛主厂房尺寸

项　目	A 电厂	B 电厂	C 电厂	D 电厂
机组类型	超超临界	超临界	超超临界	超超临界
厂房结构类型	钢筋混凝土结构	钢筋混凝土结构	钢筋混凝土结构	钢筋混凝土结构

续表

项 目		A 电厂	B 电厂	C 电厂	D 电厂
厂房排列形式		四列式、前煤仓	二列式、侧煤仓	四列式、前煤仓	三列式、侧煤仓
主厂房柱距（m）		10.00/9.00	10.00/9.00	10.00/9.00	10.00/9.00
汽机房	跨距（m）	32.00	34.00	30.60	27.00
	汽轮机中心至 A 列柱中心距（m）	14.30	10.50	13.90	15.30
	中间层标高（m）	6.90	6.40	6.40	6.40
	运转层标高（m）	14.50	13.70	13.70	13.70
	吊车轨顶标高（m）	28.60	26.40	26.40	26.40
	屋架下弦标高（m）	34.15	29.10	29.10	29.10
	厂房长度（m）(2 台机组)	166.50	160.50	159.50	166.50
除氧间	跨距（m）	9.50	无除氧间	10.50	9.50
	加热器层标高（m）	14.50		13.70	13.70
	除氧层标高（m）	24.00		36.00	26.00

［案例 23-3］ 600MW 级一次再热二列式机组汽机岛主厂房布置

某 600MW 级一次再热二列式机组为新建工程，扩建方向为左扩建，采用侧煤仓方案。汽机房采用 9.00m 和 10.00m 不等柱距设计，每台机组占 8 档，2 台机组中间留 1 档 9.00m 的检修场地和 1.50m 的伸缩缝，2 台机组共 17 档，汽机房总长为 160.50m。汽机岛主厂房采用混凝土结构。

1. 汽机房

汽机房跨距为 34.00m，汽轮发电机组中心距 A 列柱 10.50m。汽轮发电机组为纵向顺列布置，汽轮机机头朝向扩建端，汽机房运转层采用大平台布置，2 台机组中间设有检修场地。汽机房行车轨顶标高为 26.40m，屋架下弦标高为 29.10m。汽轮发电机基座为岛式布置，给水泵汽轮机采用刚性基座。A 列外部分区域设置毗屋，毗屋跨距为 6.00m。

汽机房分 3 层，即底层（±0.00m）、中间层（6.40m）和运转层（13.70m）。

（1）底层（±0.00m）。在汽轮机机头端布置有凝结水精处理装置、主油箱、开式循环冷却水泵、电动滤水器和闭式循环冷却水热交换器等，靠近 B 列柱布置有闭式循环冷却水泵、电动给水泵组、汽动给水泵前置泵、凝结水泵变频间和凝结水精处理再生装置等设施。在发电机端布置有凝结水泵、清洁水疏水泵、清洁水疏水扩容器、清洁水疏水水箱、发电机密封油装置和 380V 厂用配电装置，真空泵布置在毗屋内。在汽轮发电机基座柱网内，与汽轮机低压缸相对应的下部布置凝汽器，凝汽器与汽轮发电机组呈横向布置，凝汽器抽管方向朝 A 列柱。凝汽器下方设有−4.00m 标高的循环水坑，凝汽器和 0/A 列间设有−5.50m 标高的循环水坑，布置有循环水进、出水管道，循环水管道上的蝶阀布置在毗屋内，设专门的检修起吊装置。给水泵汽轮机油净化装置布置在凝汽器后水室处。汽机岛主厂房底层布置如图 23-29 所示。

（2）中间层（6.40m）。主要是管道层，除管道和阀门外，在汽轮机机头端布置有轴封加热器、高压旁路装置和热控电子设备室等，在发电机端布置有发电机封闭母线、定子冷却水装置、励磁变压器和 6kV 配电装置等。7 号低压加热器和 8 号低压加热器布置在凝汽器喉部，其抽芯方向朝向 A 列柱。靠近 B 列柱布置有 5、6 号低压加热器。汽机岛主厂房中间层布置如图 23-30 所示。

（3）运转层（13.70m）。该层为大平台结构，布置有汽轮发电机组和汽动给水泵组。汽轮发电机组纵向布置，汽动给水泵布置排汽向下接入凝汽器。靠近 B 列侧布置有 1 号高压加热器、2 号高压加热器和 3 号高压加热器，2 台机组中间布置集中控制室，毗屋内布置励磁小室和低压旁路装置。汽机岛主厂房运转层布置如图 23-31 所示。

除氧器布置于侧煤仓旁边，除氧器平台标高为 33.50m。

汽机岛主厂房横断面布置如图 23-32 所示。

［案例 23-4］ 600MW 级一次再热三列式机组汽机岛主厂房布置

某 600MW 级一次再热三列式机组为新建工程，扩建方向为左扩建，采用侧煤仓方案。汽机房采用 9.00m 和 10.00m 不等柱距设计，每台机组占 8 档，2 台机组中间留 1 档 9.00m 的检修场地和 1.50m 的伸缩缝，2 台机组共 17 档，汽机房总长为 166.50m。汽机岛主厂房采用混凝土结构。

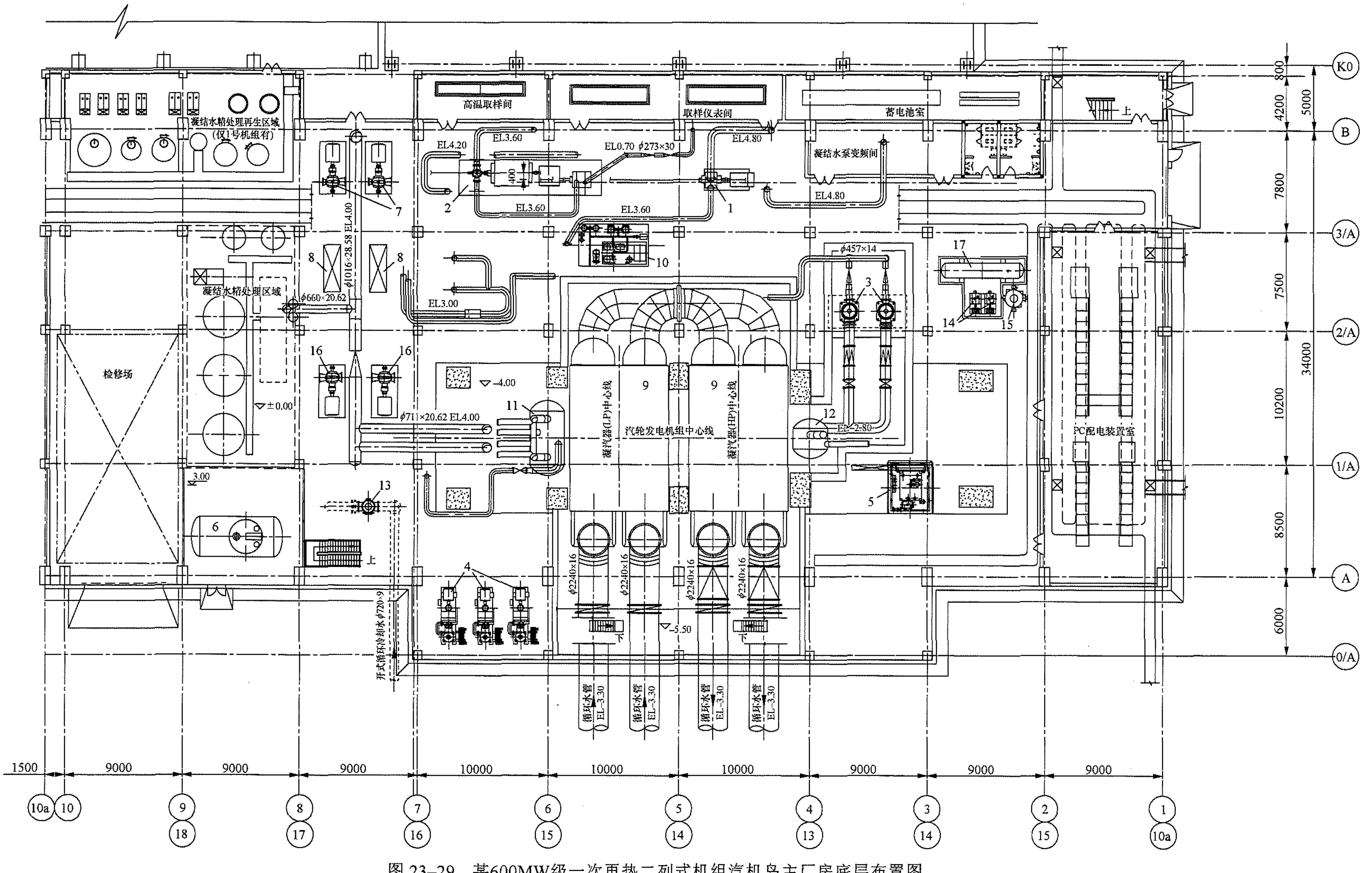


图 23-29　某600MW级一次再热二列式机组汽机岛主厂房底层布置图

1—汽动给水泵前置泵；2—电动给水泵组；3—凝结水泵；4—真空泵；5—发电机密封油装置；6—主油箱；7—闭式循环冷却水泵；8—闭式循环冷却水热交换器；9—凝汽器；10—给水泵汽轮机油净化装置；11—疏水扩容器A；12—疏水扩容器B；13—电动滤水器；14—清洁水疏水泵；15—清洁水疏水扩容器；16—开式循环冷却水泵；17—清洁水疏水水箱

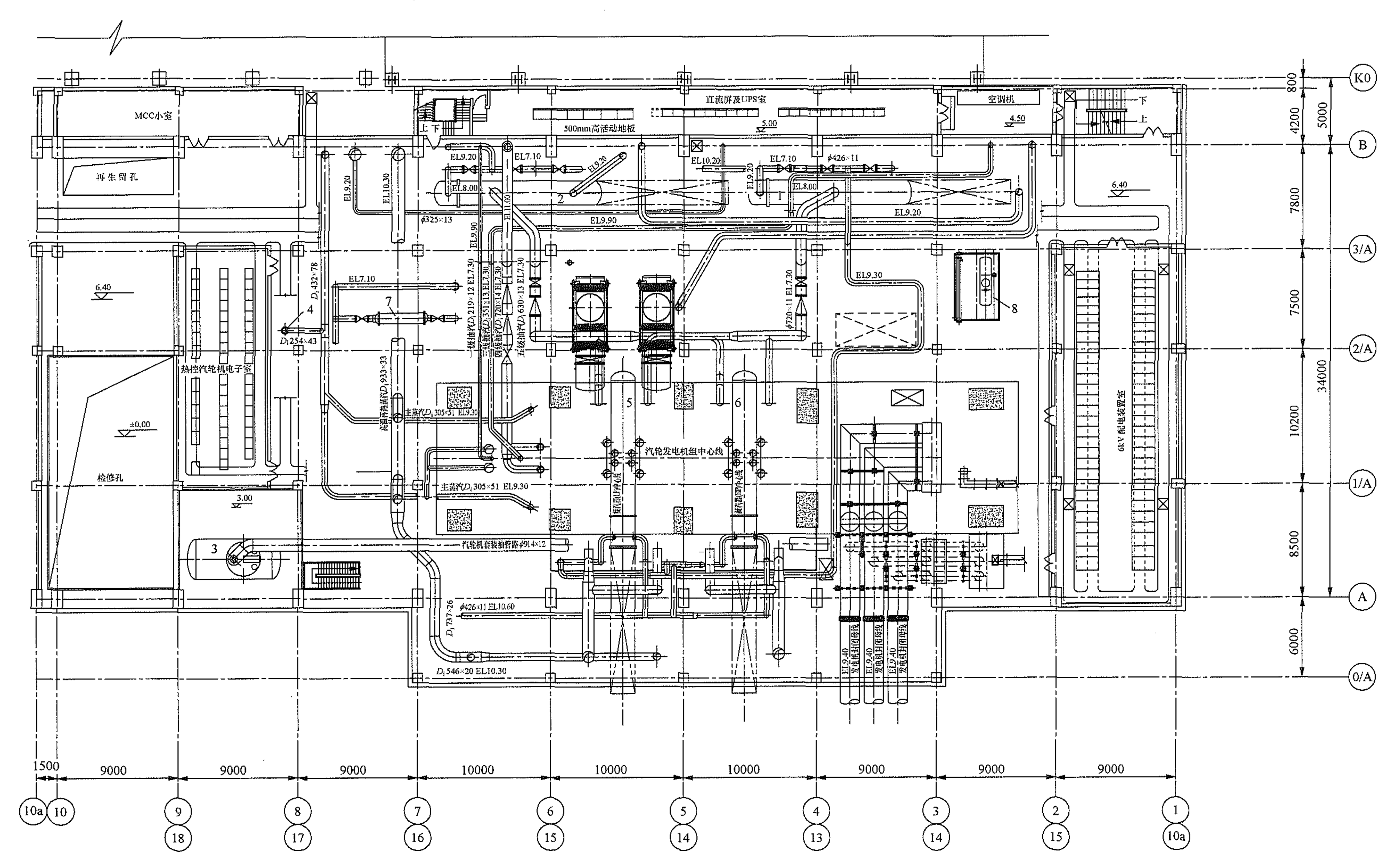


图 23-30　某600MW级一次再热二列式机组汽机岛主厂房中间层布置图

1—6号低压加热器；2—5号低压加热器；3—主油箱；4—高压旁路装置；5—7号低压加热器；6—8号低压加热器；7—轴封加热器；8—发电机定子冷却水装置

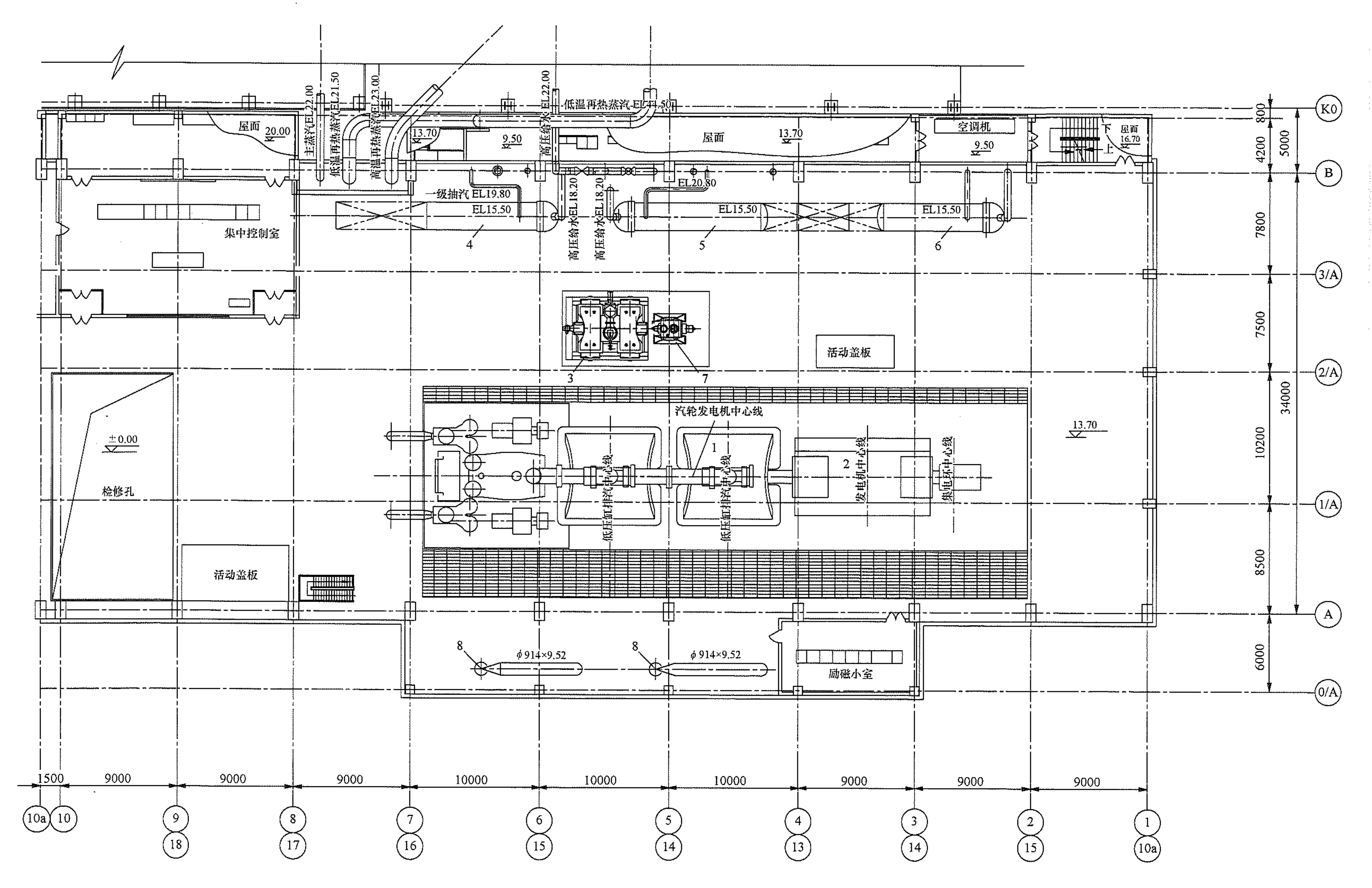


图 23-31　某600MW级一次再热二列式机组汽机岛主厂房运转层布置图

1—汽轮机；2—发电机；3—给水泵汽轮机；4—1号高压加热器；5—2号高压加热器；6—3号高压加热器；7—汽动给水泵；8—低压旁路装置

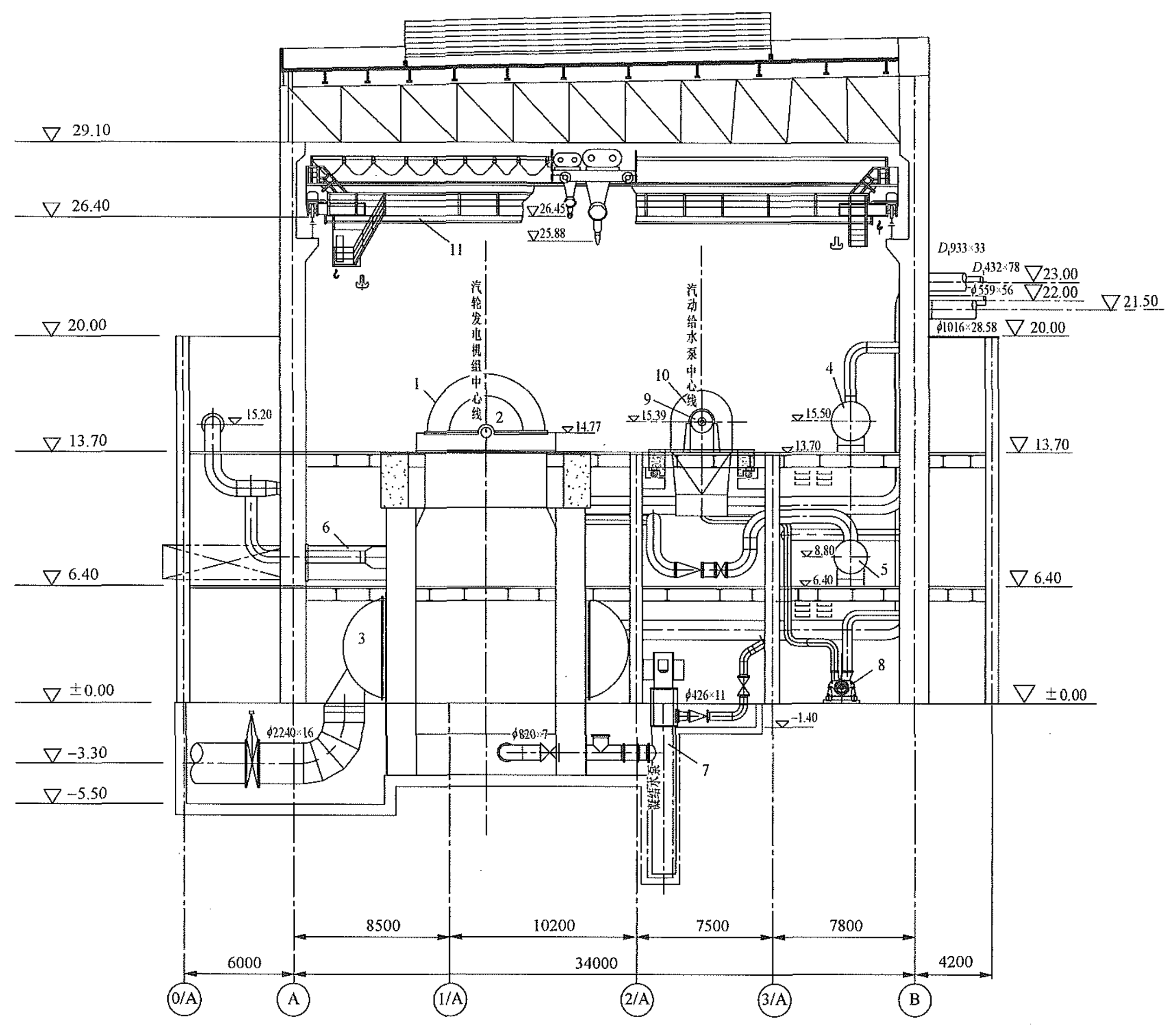


图 23-32　某 600MW 级一次再热二列式机组汽机岛主厂房横断面布置图

1—汽轮机；2—发电机；3—凝汽器；4—3 号高压加热器；5—6 号低压加热器；6—8 号低压加热器；7—凝结水泵；8—汽动给水泵前置泵；9—汽动给水泵；10—给水泵汽轮机；11—行车

1. 汽机房

汽机房跨距为 28.00m，汽轮发电机组中心距 A 列柱 15.30m。汽轮发电机组为纵向顺列布置，汽轮机机头朝向扩建端，汽机房运转层采用大平台布置，2 台机组中间设有检修场地。汽机房行车轨顶标高为 26.40m，屋架下弦标高为 29.10m。汽轮发电机基座为岛式布置，给水泵汽轮机采用刚性基座。

汽机房分 3 层，即底层（±0.00m）、中间层（6.40m）和运转层（13.70m）。

（1）底层（±0.00m）。在汽轮机机头端布置有凝结水精处理装置、主油箱、开式循环冷却水泵、电动滤水器和闭式循环冷却水热交换器等。在发电机端布置有凝结水泵、真空泵、发电机密封油装置、凝结水泵变频间和 380V 厂用配电室等。在汽轮发电机基座柱网内，与汽轮机低压缸相对应的下部布置凝汽器，凝汽器与汽轮发电机组呈横向布置，凝汽器抽管方向朝 A 列柱，凝汽器下方设有−4.00m 标高的循环水坑，凝汽器和 A 列间设有−5.50m 标高的循环水坑，布置有循环水进、出水管道，循环水管道上的蝶阀布置在毗屋内，设专门的检修起吊装置。给水泵汽轮机油净化装置布置在 3/A-B 列间靠凝汽器后水室处。汽机岛主厂房底层布置如图 23-33 所示。

（2）中间层（6.40m）。主要是管道层，除管道和阀门外，在汽轮机机头端布置有轴封加热器、高压旁路装置和热控电子设备室。在发电机端布置有发电机封闭母线、励磁变压器、励磁小室和 6kV 配电装置等。7 号低压加热器和 8 号低压加热器布置在凝汽器喉部，其抽芯方向朝向 A 列柱。汽机岛主厂房中间层布置如图 23-34 所示。

（3）运转层（13.70m）。该层为大平台结构，布置有汽轮发电机组、汽动给水泵组和低压旁路装置。汽轮发电机组纵向布置。靠 A 列侧布置有低压旁路装置。2 台汽动给水泵对称布置在近 B 列柱处，排汽向下接入凝汽器。汽机岛主厂房运转层布置如图 23-35 所示。

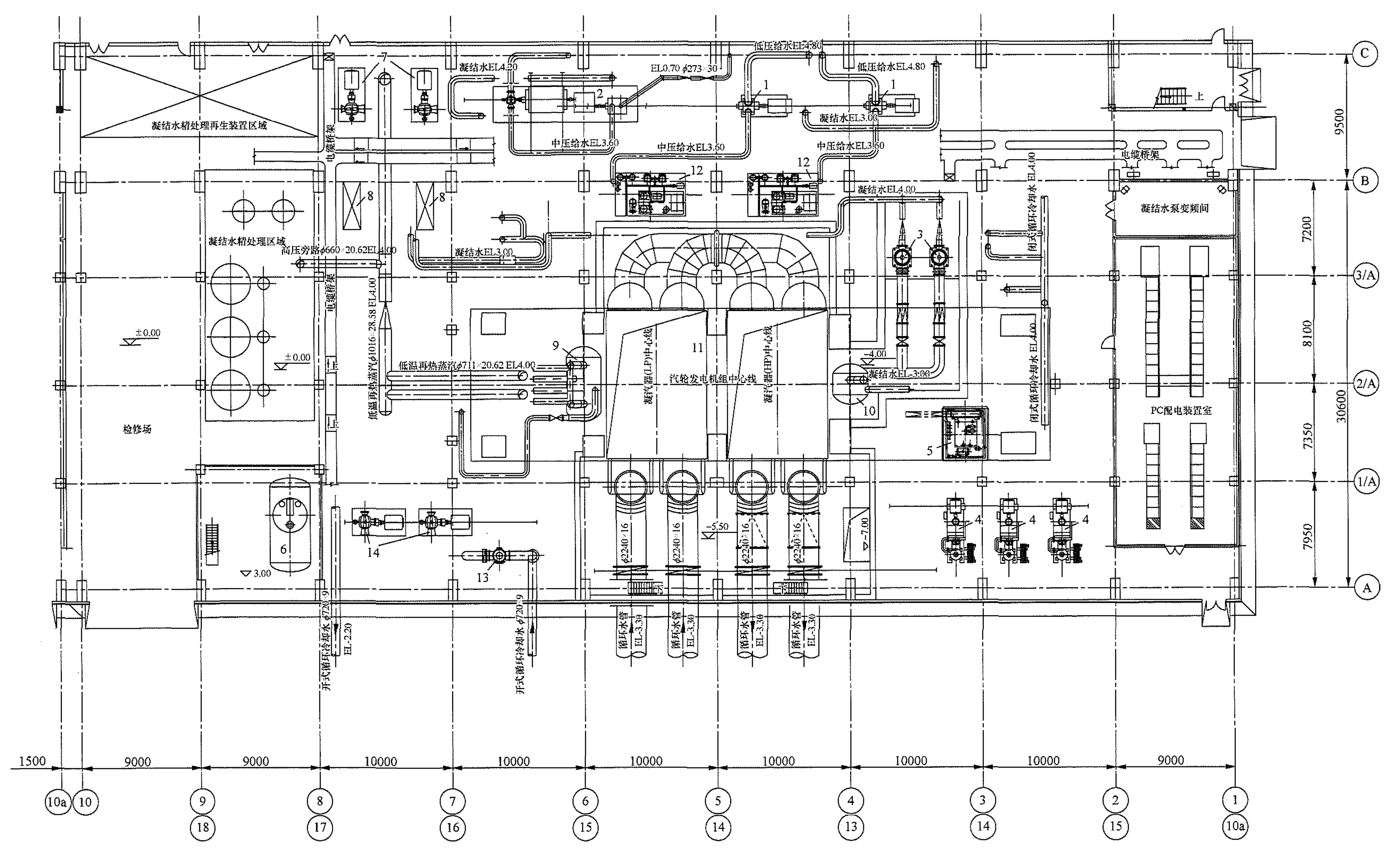


图 23-33　某600MW级一次再热三列式机组汽机岛主厂房底层布置图

1—汽动给水泵前置泵；2—电动给水泵组；3—凝结水泵；4—真空泵；5—发电机密封油装置；6—主油箱；
7—闭式循环冷却水泵；8—闭式循环冷却水热交换器；9—疏水扩容器A；10—疏水扩容器B；
11—凝汽器；12—给水泵汽轮机油净化装置；13—电动滤水器；14—开式循环冷却水泵

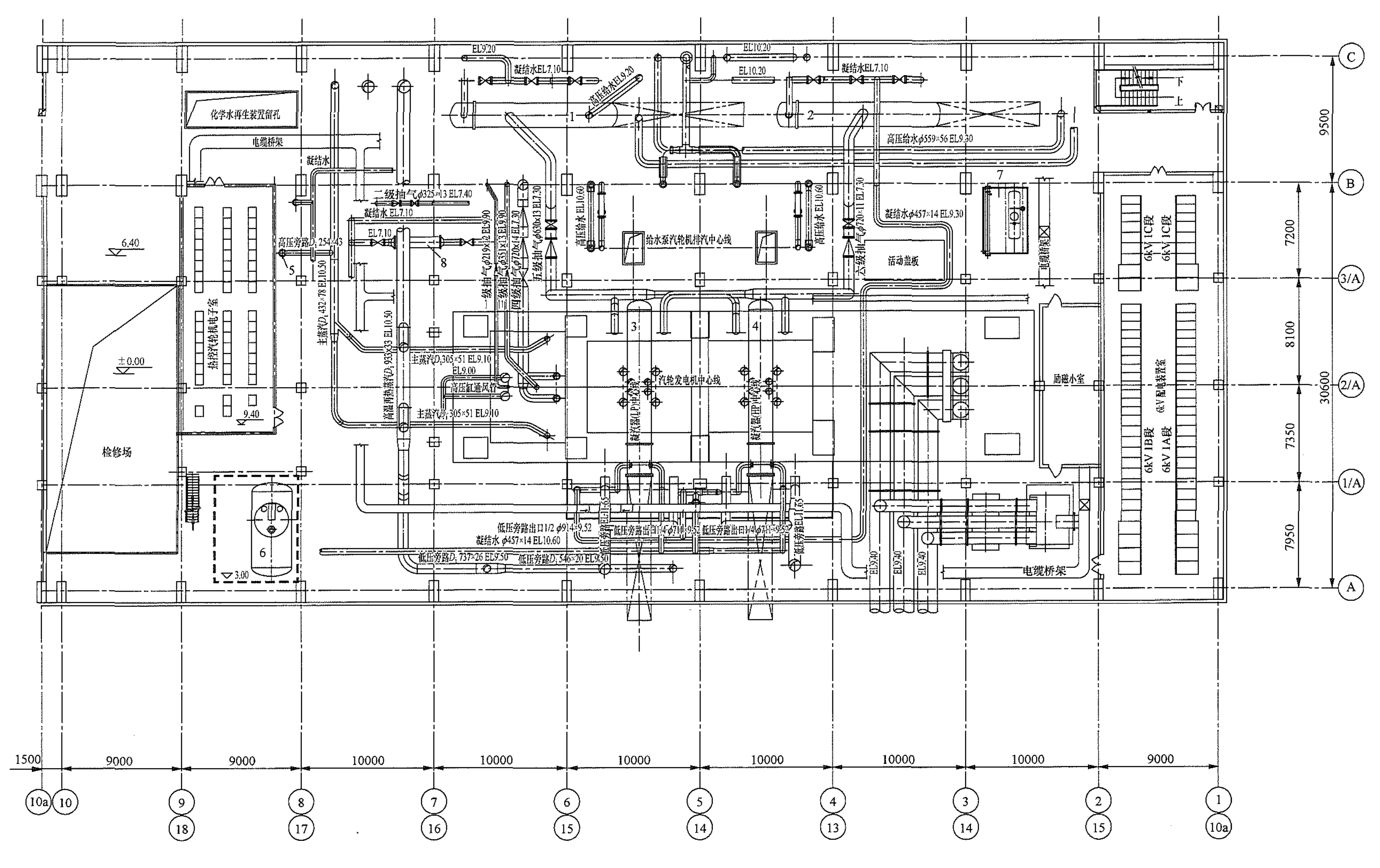


图 23-34　某600MW级一次再热三列式机组汽机岛主厂房中间层布置图

1—5号低压加热器；2—6号低压加热器；3—7号低压加热器；4—8号低压加热器；5—高压旁路装置；
6—主油箱；7—发电机定子冷却水装置；8—轴封加热器

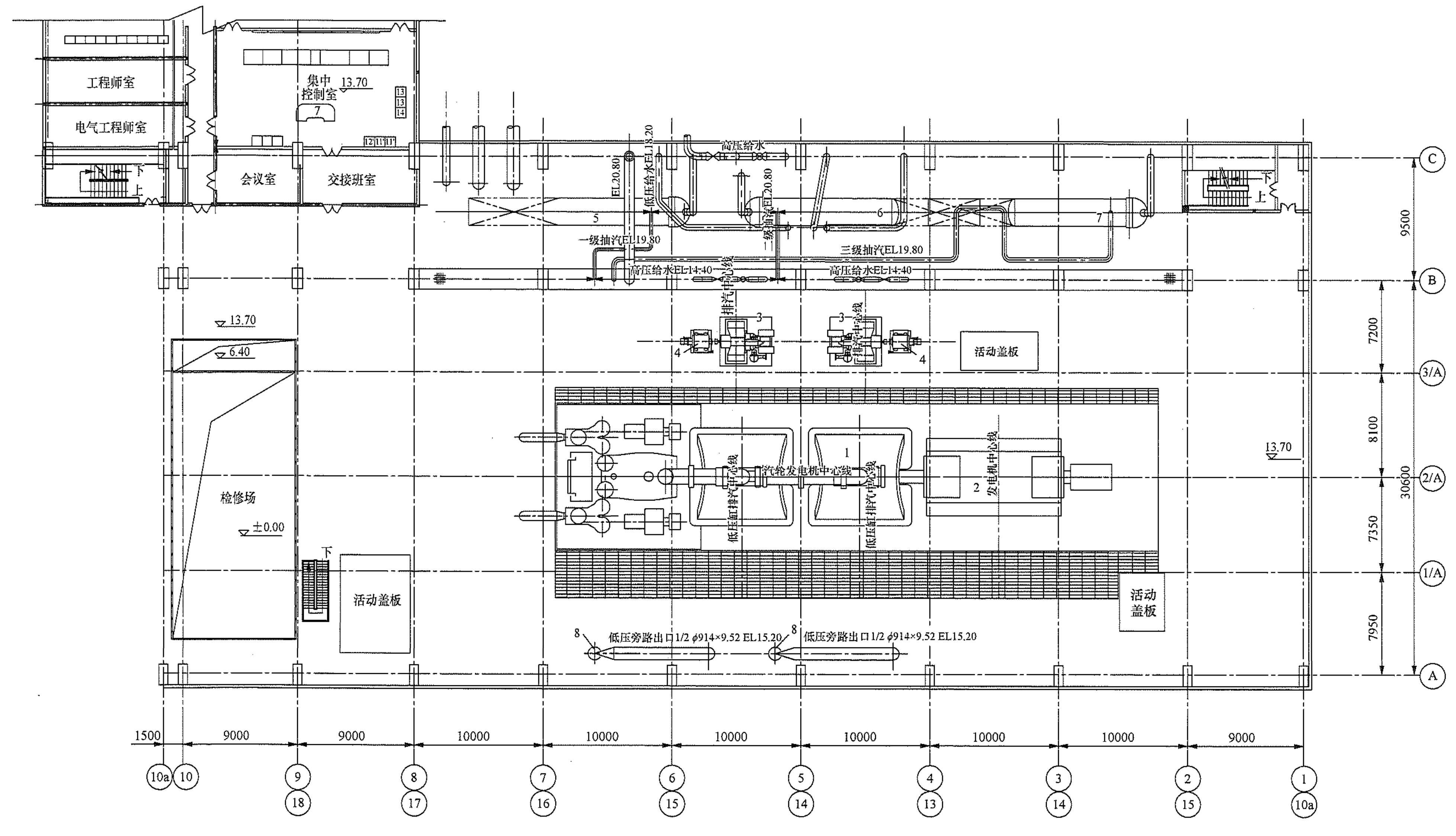


图 23-35　某600MW级一次再热三列式机组汽机岛主厂房运转层布置图

1—汽轮机；2—发电机；3—给水泵汽轮机；4—汽动给水泵；5—1号高压加热器；6—2号高压加热器；7—3号高压加热器；8—低压旁路装置

2. 除氧间

除氧间跨距为 9.50m，柱距同汽机房，分设底层（±0.00m）、中间层（6.40m）、运转层（13.70m）和除氧层（26.00m）。

（1）底层（±0.00m）。从扩建端到固定端方向，分别布置有闭式循环冷却水泵、电动给水泵组和汽动给水泵前置泵等设备，如图 23-33 所示。

（2）中间层（6.40m）。从扩建端到固定端方向，分别布置 5 号低压加热器和 6 号低压加热器，如图 23-34 所示。

（3）运转层（13.70m）。从扩建端到固定端方向，分别布置 1 号高压加热器、2 号高压加热器和 3 号高压加热器，如图 23-35 所示。

（4）除氧层（26.00m）。从扩建端到固定端方向，分别布置闭式循环冷却水膨胀水箱和除氧器，如图 23-36 所示。

以上除氧间各层在靠近 B 列柱均留有全厂贯通的运行及维护通道，除氧间内每台机组的发电机端均设置有自±0.00m 通向除氧层的扶梯。

汽机岛主厂房横断面布置如图 23-37 所示。

［**案例 23-5**］　600MW 级一次再热四列式机组汽机岛主厂房布置

某 600MW 级一次再热四列式机组为扩建工程，扩建方向为右扩建。汽机房采用 9.00m 和 10.00m 不等柱距设计，每台机组共占 8 档，2 台机组中间留 1 档 10.00m 的检修场地和 1.50m 的伸缩缝，2 台机组共 17 档，汽机房总长度为 159.50m。主厂房采用混凝土结构。

1. 汽机房

汽机房跨距为 30.60m，汽轮发电机组中心距 A 列柱 13.90m。汽轮发电机组为纵向顺列布置，汽轮机机头朝向固定端，汽机房运转层采用大平台布置，2 台机组中间设有检修场地。汽机房行车轨顶标高为 26.40m，屋架下弦标高为 29.10m。汽轮发电机基座为岛式布置，给水泵汽轮机采用刚性基座。因该工程为连续扩建工程，汽机房行车与一期共用。

汽机房分 3 层，即底层（±0.00m）、中间层（6.40m）和运转层（13.70m）。

（1）底层（±0.00m）。在汽轮机机头端布置有闭式循环冷却水热交换器、开式循环冷却水泵、电动滤水器和 380V 汽轮机 PC 间。发电机端布置有凝结水精处理装置、凝结水泵、疏水冷却器、发电机定子冷却水装置设备、发电机密封油装置和凝结水精处理装置等。在汽轮发电机基座柱网内，与汽轮机低压缸相对应的下部布置凝汽器，凝汽器与汽轮发电机组呈横向布置，凝汽器抽管方向朝 A 列柱，凝汽器下方设有−3.50m 的循环水坑，布置 2 台凝汽器后水室之间的联络管。凝汽器与 A 列柱之间设有−6.00m 的循环水坑，布置有循环水进、出水管道，循环水管道上的碟阀布置在 A 列柱内，设专门的检修起吊装置。汽机岛主厂房底层布置如图 23-38 所示。

（2）中间层（6.40m）。主要是管道层，除管道和阀门外，在汽轮机机头端布置有主油箱和热控汽轮机电子室等。在发电机端布置有轴封加热器、发电机封闭母线、励磁变压器和 6kV 厂用配电装置等。7 号低压加热器和 8 号低压加热器布置在凝汽器喉部，其抽芯方向朝向 A 列柱。汽机岛主厂房中间层布置如图 23-39 所示。

（3）汽机房运转层（13.70m）。该层为大平台结构，布置有汽轮发电机组、汽动给水泵组和低压旁路装置。汽轮机机头朝向固定端。2 台汽动给水泵对称布置在近 B 列柱侧，排汽向下进入主凝汽器。汽机房主厂房运转层布置如图 23-40 所示。

2. 除氧间

除氧间跨距为 10.50m，柱距同汽机房，分设底层（±0.00m）、中间层（6.40m）、运转层（13.70m）、26.00m 层和除氧层（36.00m）。

（1）底层（±0.00m）。从固定端到扩建端方向，分别布置有闭式循环冷却水泵和加热器疏水泵等设备。靠近 B 列柱留有全厂贯通的运行及维护通道，如图 23-38 所示。

（2）中间层（6.40m）。从固定端到扩建端方向，分别布置 5 号低压加热器和 6 号低压加热器，如图 23-39 所示。

运转层（13.70m）。从固定端到扩建端方向，分别布置 2 号高压加热器和 3 号高压加热器，如图 23-40 所示。

（3）26.00m 层。从固定端到扩建端方向，分别布置机组 1 号高压加热器、3 号高压加热器外置式蒸汽冷却器和闭式循环冷却水膨胀水箱等设备，如图 23-41 所示。

（4）除氧层（36.00m）。布置有除氧器，如图 23-42 所示。

汽机岛主厂房横断面布置如图 23-43 所示。

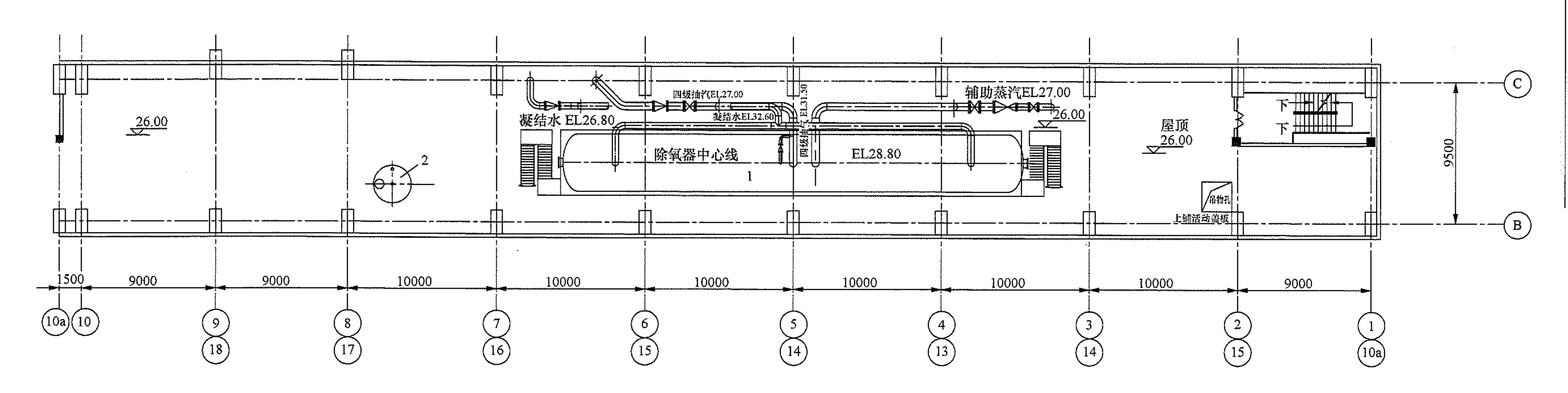


图 23-36　某600MW级一次再热三列式机组汽机岛主厂房26.00m层布置图
1—除氧器；2—闭式循环冷却水膨胀水箱

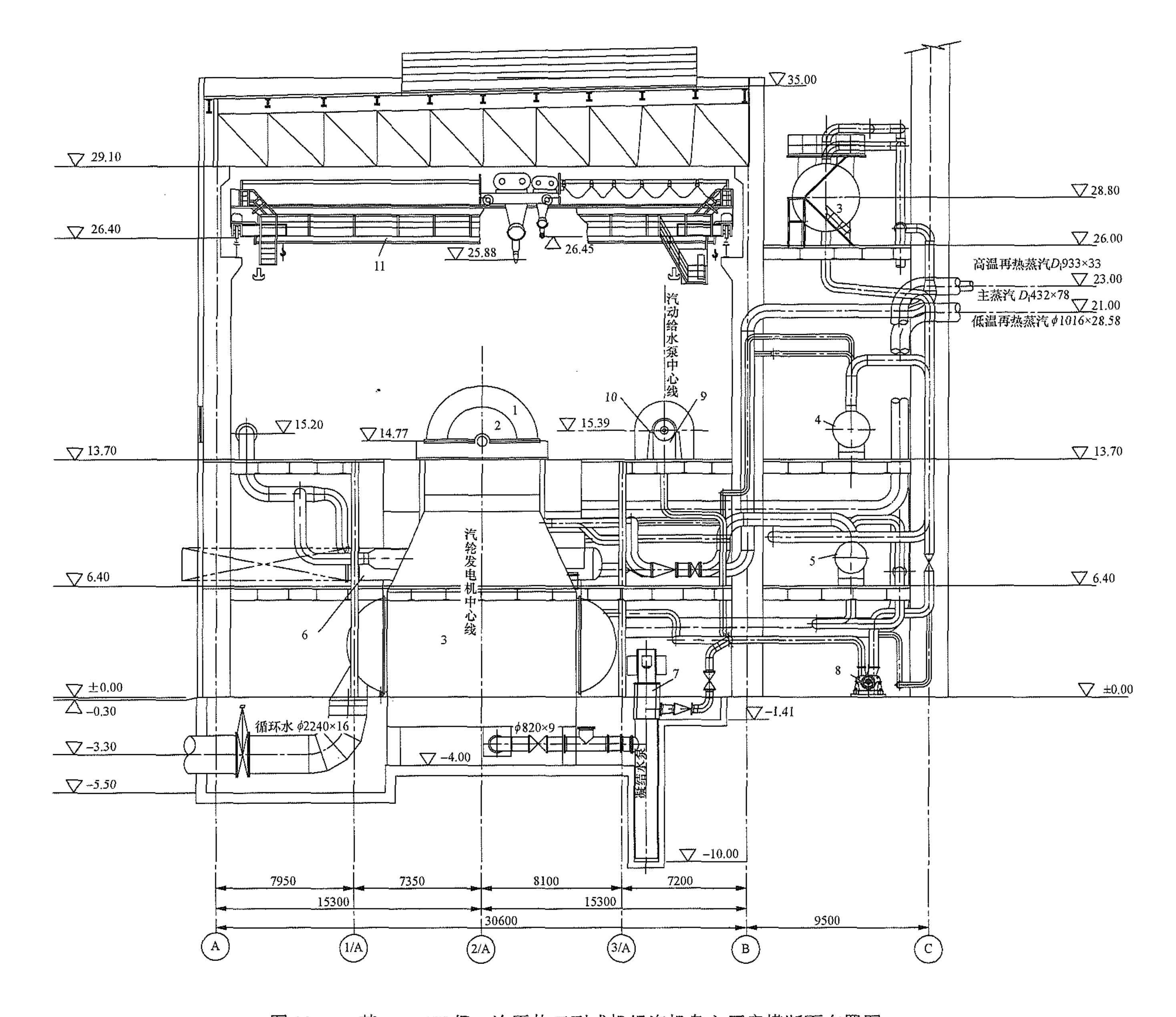


图 23-37 某 600MW 级一次再热三列式机组汽机岛主厂房横断面布置图

1—汽轮机；2—发电机；3—除氧器；4—3 号高压加热器；5—6 号低压加热器；6—8 号低压加热器；7—凝结水泵；8—汽动给水泵前置泵；9—汽动给水泵；10—给水泵汽轮机；11—行车

图23-38　某600MW级一次再热四列式机组汽机岛主厂房底层布置图

1—闭式循环冷却水热交换器；2—发电机定子冷却水装置；3—真空泵；4—卧式疏水扩容器；5—立式疏水扩容器；6—本体疏水扩容器；7—闭式循环冷却水泵；8—凝结水泵；9—电动滤水器；10—开式循环冷却水泵；11—疏水冷却器；12—胶球收集装置；13—给水泵汽轮机油净化装置；14—发电机密封油装置；15—加热器疏水泵

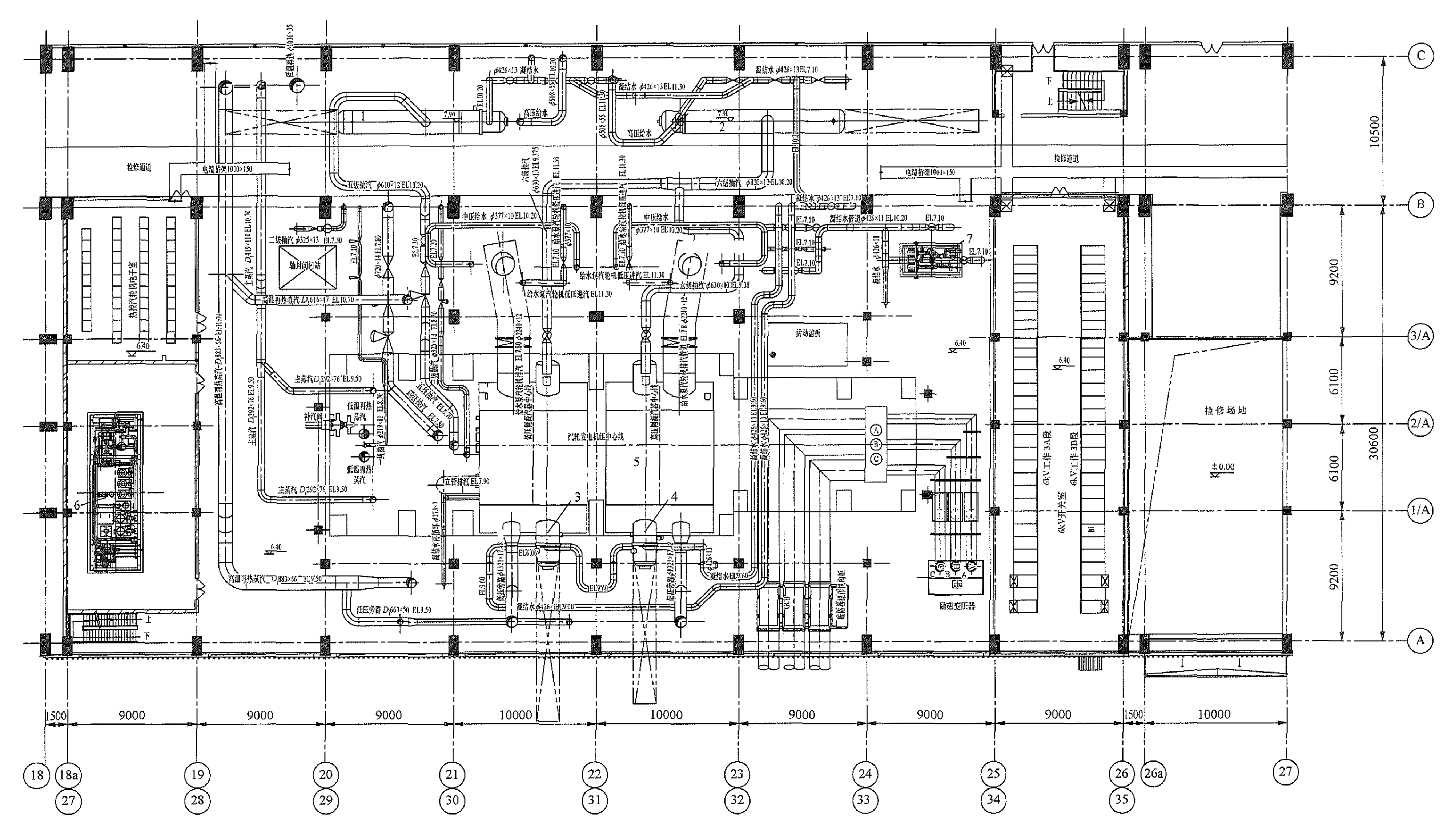


图 23-39 某600MW级一次再热四列式机组汽机岛主厂房中间层布置图

1—5号低压加热器；2—6号低压加热器；3—7号低压加热器；4—8号低压加热器；5—凝汽器；6—主油箱；7—轴封加热器

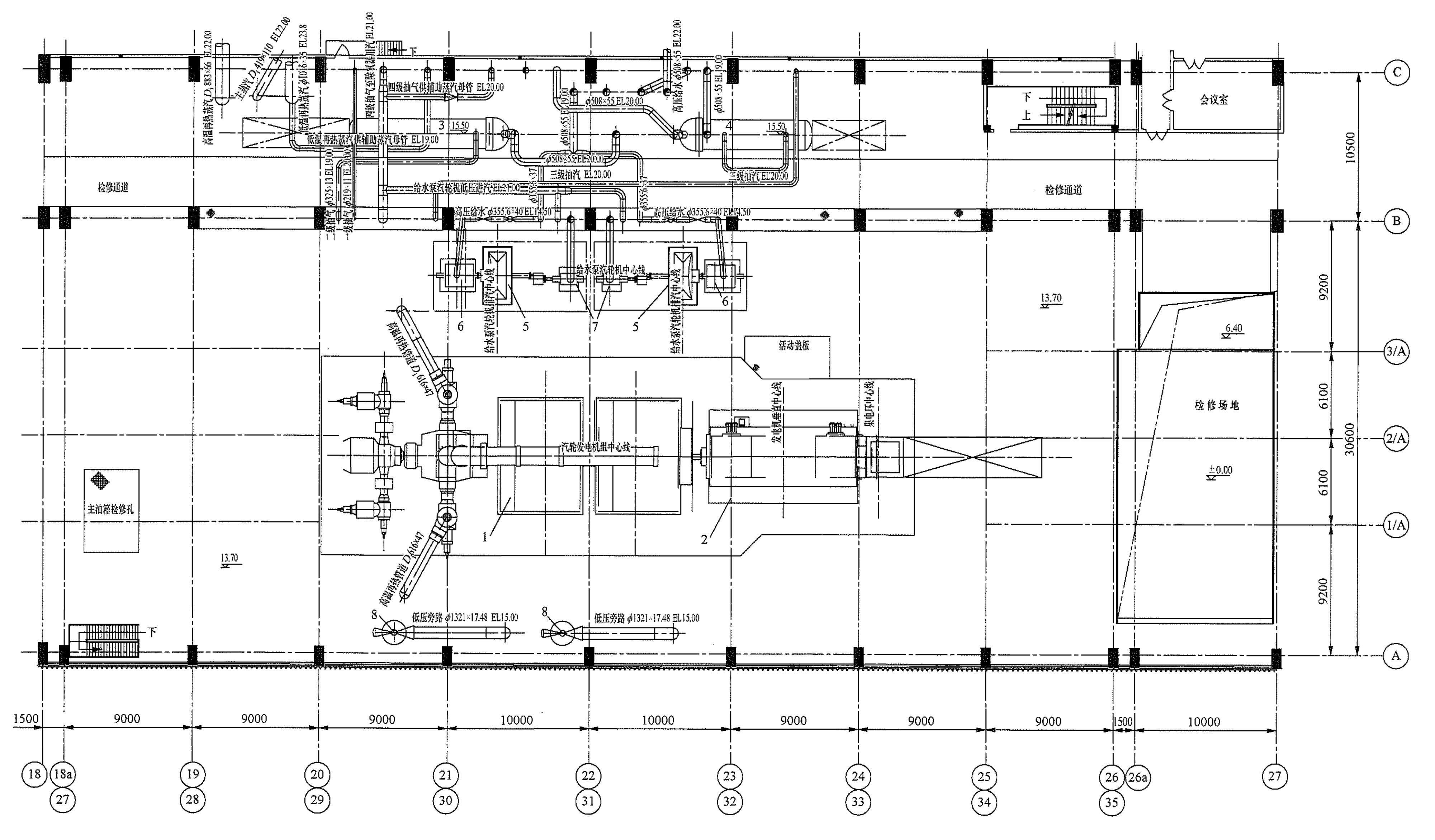


图 23-40　某600MW级一次再热四列式机组汽机岛主厂房运转层布置图

1—汽轮机；2—发电机；3—2号高压加热器；4—3号高压加热器；5—给水泵汽轮机；6—汽动给水泵；7—汽动给水泵前置泵；8—低压旁路装置

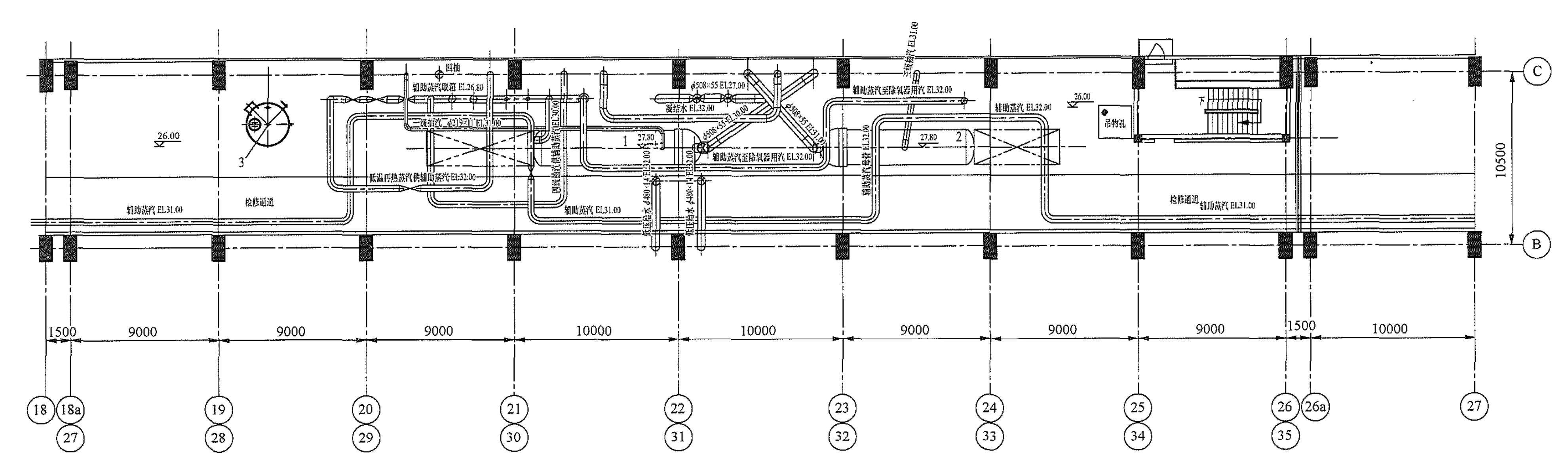


图 23-41　某600MW级一次再热四列式机组汽机岛主厂房26.00m层布置图

1—1号高压加热器；2—3号高压加热器外置式蒸汽冷却器；3—闭式循环冷却水膨胀水箱

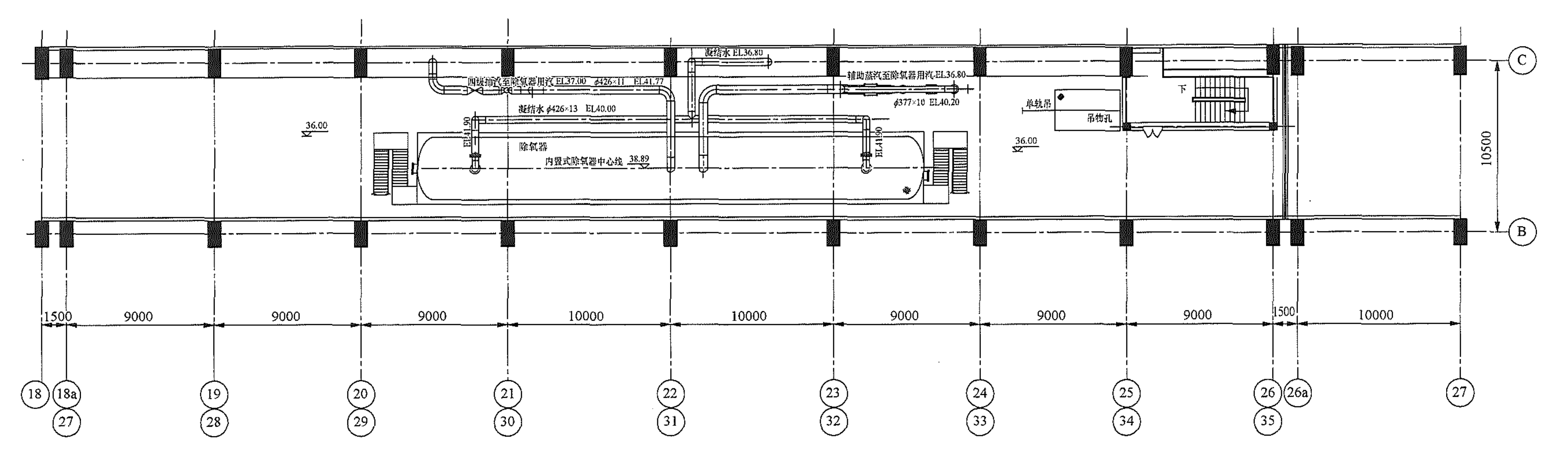


图 23-42　某600MW级一次再热四列式机组汽机岛主厂房36.00m层布置图

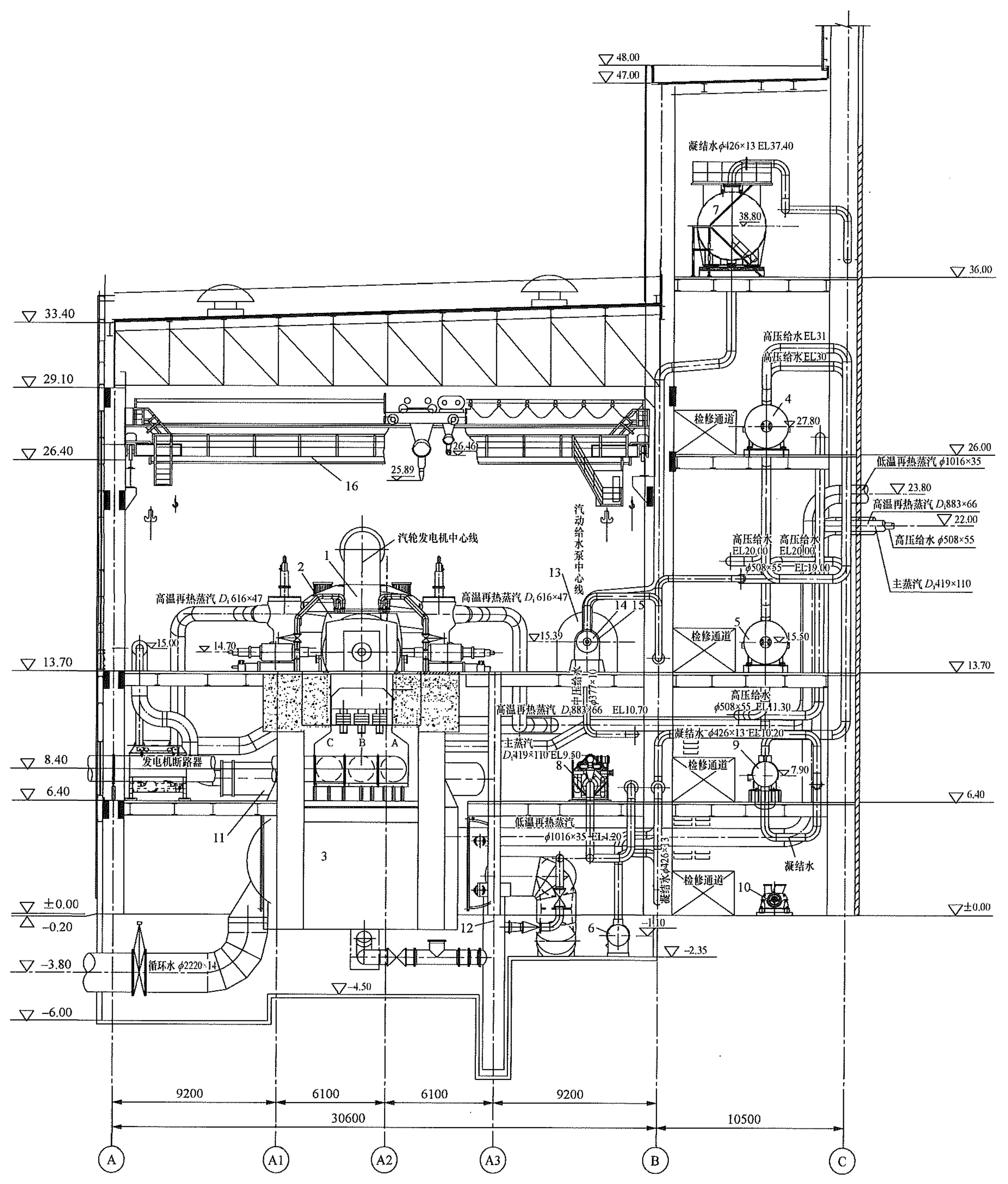


图 23-43　某 600MW 级一次再热四列式机组汽机岛主厂房横断面布置图

1—汽轮机；2—发电机；3—凝汽器；4—3 号高压加热器外置式蒸汽冷却器；5—3 号高压加热器；6—疏水冷却器；7—除氧器；8—轴封加热器；9—6 号低压加热器；10—加热器疏水泵；11—8 号低压加热器；12—凝结水泵；13—给水泵汽轮机；14—汽动给水泵；15—汽动给水泵前置泵；16—行车

二、600MW 级二次再热机组汽机岛主厂房典型布置

600MW 级二次再热机组典型的主厂房布置形式主要有二列式（侧煤仓）、三列式（侧煤仓）和四列式。国内部分 600MW 级二次再热机组汽机岛主厂房尺寸见表 23-4。

表 23-4　　国内部分 600MW 级二次再热机组汽机岛主厂房尺寸

项　目		A 电厂	B 电厂	C 电厂
机组类型		超超临界	超超临界	超超临界
厂房结构类型		钢筋混凝土结构	钢筋混凝土结构	钢结构
厂房排列形式		二列式、侧煤仓	三列式、侧煤仓	四列式、前煤仓
主厂房柱距（m）		10.00/9.00	11.00/10.50/10.00/9.00	10.00/8.00
汽机房	跨距（m）	33.00	30.00	32.00
	汽轮机中心至 A 列柱中心距（m）	10.00	15.00	15.00
	中间层标高（m）	6.40	6.40	6.90
	运转层标高（m）	13.70	13.70	14.50
	吊车轨顶标高（m）	26.80	26.80	28.77
	屋架下弦标高（m）	29.00	30.65	31.82
	厂房长度（m）(2 台机组）	167.50	167.50	179.50
除氧间	跨距（m）	无除氧间	9.50	9.50
	加热器层标高（m）		13.70	14.50/23.50
	除氧层标高（m）		32.00	32.50

以下按照二列式、三列式和四列式分别介绍 600MW 级二次再热机组汽机岛主厂房典型布置形式。

［案例 23-6］ *600MW 级二次再热二列式机组汽机岛主厂房布置*

某 600MW 级二次再热二列式机组为新建工程，扩建方向为左扩建，采用侧煤仓方案。汽机房采用 9.00m 和 10.00m 不等柱距设计，每台机组占 8 档，2 台机组中间留 1 档 10.00m 的检修场地和 1.50m 的伸缩缝，2 台机组共 17 档，汽机房总长为 167.50m。汽机岛主厂房采用混凝土结构。

1. 汽机房

汽机房跨度为 33.00m，汽轮发电机组中心距 A 列柱 10.00m。汽轮发电机组为纵向顺列布置，汽轮机机头朝向扩建端，汽机房运转层采用大平台布置，2 台机组中间设有检修场地。汽机房行车轨顶标高为 26.80m，屋架下弦标高为 29.00m。A 列外设置毗屋，毗屋跨距 6.00m，顶高为 18.80m，柱距和纵向长度与汽机房一致。各层检修通道在 3/A-B 间，靠 3/A 柱。汽轮发电机基座为岛式布置，给水泵汽轮机采用刚性基座。

汽机房分 3 层，即底层（±0.00m）、中间层（6.40m）和运转层（13.70m）。

（1）底层（±0.00m）。在汽轮机机头端布置有闭式循环冷却水热交换器、开式循环冷却水泵和卧式疏水扩容器等，靠近 B 列柱布置有给水泵汽轮机油净化装置、闭式循环冷却水泵和加热器疏水泵等，在发电机端布置有 380V 汽轮机低压厂用配电装置、轴封加热器、凝结水泵、立式疏水扩容器、发电机密封油装置等。在汽轮发电机基座柱网内，与汽轮机低压缸相对应的下部布置凝汽器，凝汽器与汽轮发电机组呈横向布置，凝汽器抽管方向朝 A 列柱。凝汽器下方设有 −4.00m 标高的循环水坑，凝汽器和 0/A 列间设有 −5.50m 标高的循环水坑，布置有循环水进、出水管道，循环水管道上的蝶阀和胶球收集装置布置在毗屋内，设专门的检修起吊装置。疏水冷却器布置在凝汽器后水室处。毗屋内布置化学水处理加药、取样装置及真空泵和电动滤水器等。汽机岛主厂房底层布置如图 23-44 所示。

（2）中间层（6.40m）。主要是管道层，除管道和阀门外，在汽轮机机头端布置有主油箱。在发电机端布置有 6kV 工作段配电室、发电机定子冷却水装置、励磁变压器及电气母线。靠 B 列柱侧布置有 7 号低压加热器和 8 号低压加热器，9 号低压加热器和 10 号低压加热器分别布置在凝汽器喉部，抽芯朝向 A 列，2 个低压旁路装置分别布置在凝汽器两侧。汽机岛主厂房中间层布置如图 23-45 所示。

（3）运转层（13.70m）。该层为大平台结构，布置有汽轮发电机组和励磁小室，汽轮发电机组纵向布置。靠 B 列柱侧布置有 1 号高压加热器、2 号高压加热器、3 号高压加热器和 4 号高压加热器。汽机岛主厂房运转层布置如图 23-46 所示。

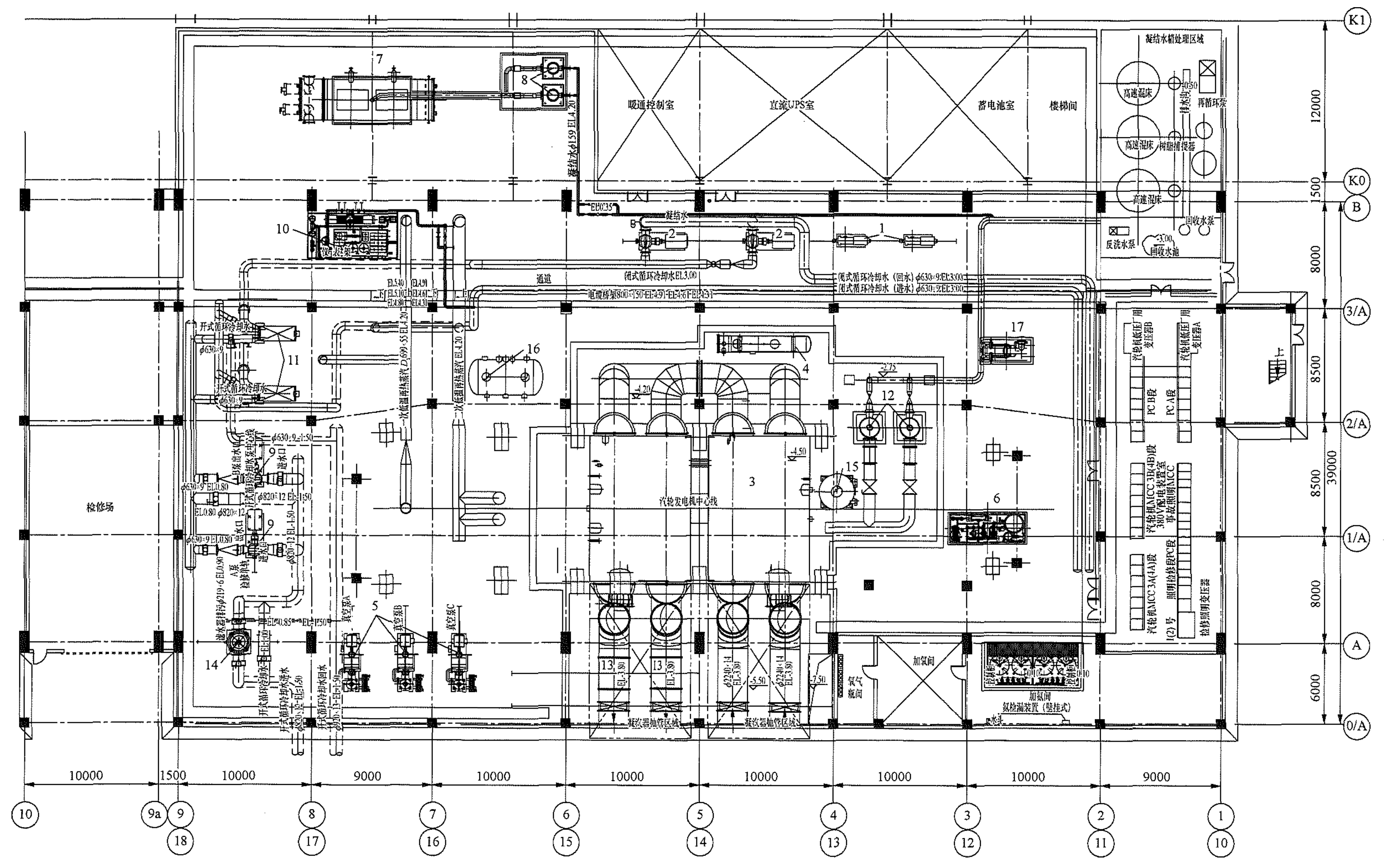


图 23-44　某600MW级二次再热二列式机组汽机岛主厂房底层布置图

1—加热器疏水泵；2—闭式循环冷却水泵；3—凝汽器；4—疏水冷却器；5—真空泵；6—发电机密封油装置；7—给水泵汽轮机凝汽器；8—给水泵汽轮机凝结水泵；9—开式循环冷却水泵；10—给水泵汽轮机油净化装置；11—闭式循环冷却水热交换器；12—凝结水泵；13—胶球收集装置；14—电动滤水器；15—立式疏水扩容器；16—卧式疏水扩容器；17—轴封加热器

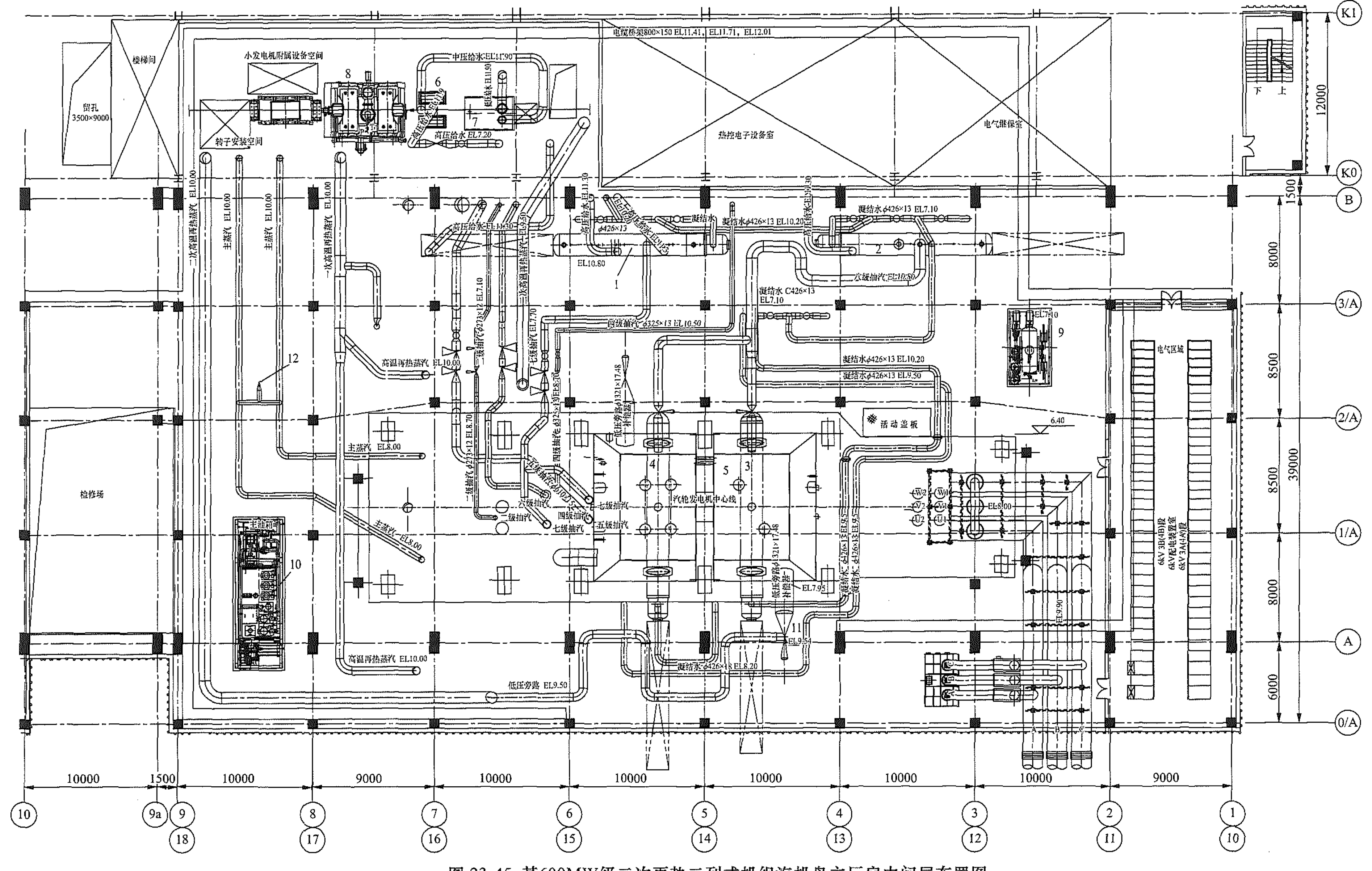


图 23-45 某600MW级二次再热二列式机组汽机岛主厂房中间层布置图

1—7号低压加热器；2—8号低压加热器；3—9号低压加热器；4—10号低压加热器；5—凝汽器；6—汽动给水泵；7—汽动给水泵前置泵；8—给水泵汽轮机；9—发电机定子冷却水装置；10—主油箱；11—低压旁路装置；12—高压旁路装置

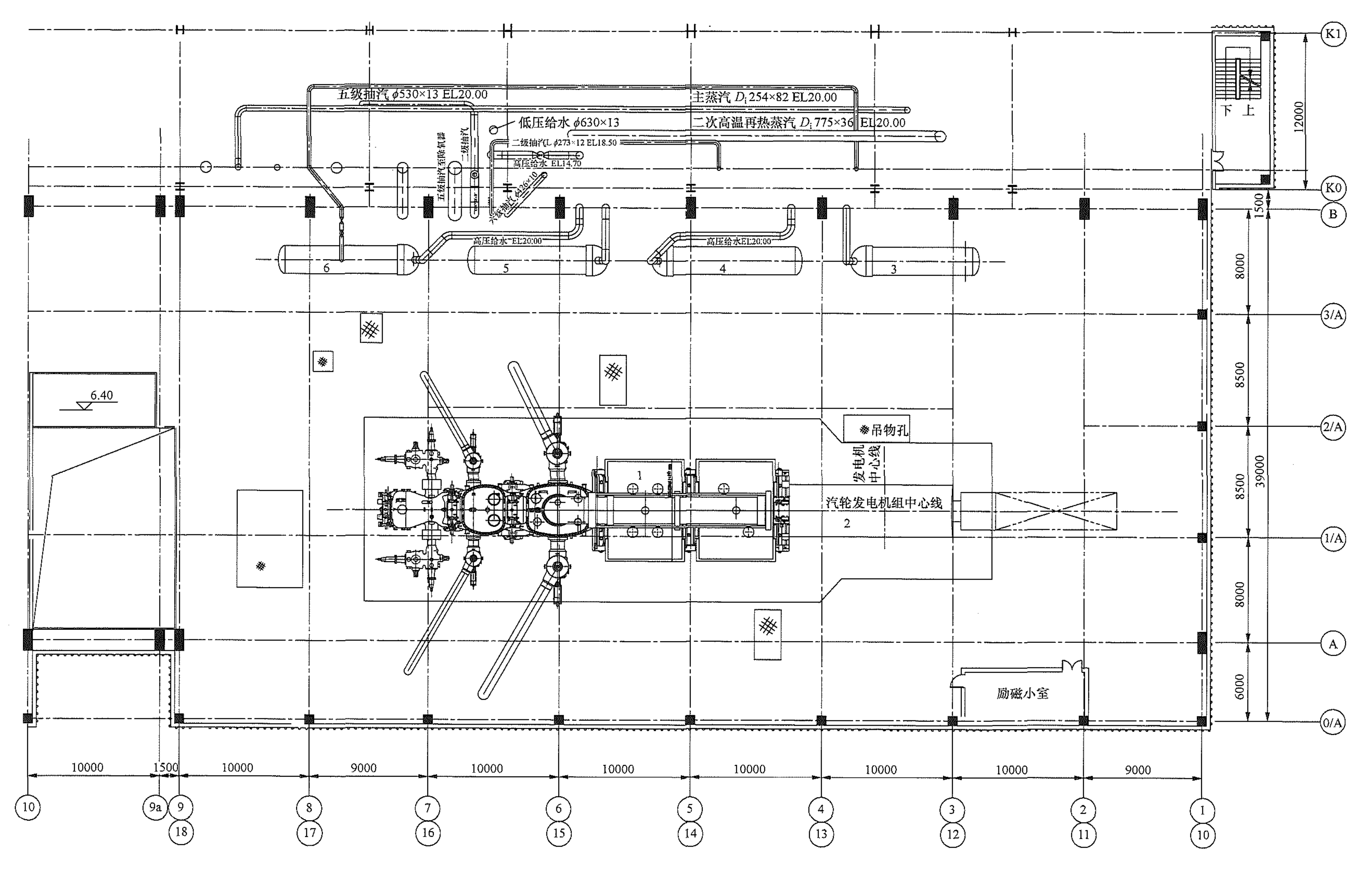


图 23-46　某600MW级二次再热二列式机组汽机岛主厂房运转层布置图

1—汽轮机；2—发电机；3—1号高压加热器；4—2号高压加热器；
5—3号高压加热器；6—4号高压加热器

2. 炉前（K0-K1）

K0-K1 跨距为 10.00m，K0 与 C 列间有 1.50m 的伸缩缝。柱距和锅炉房柱距一致，纵向长度与汽机房一致。炉前共分为 6 层，即底层（±0.00m）、中间层（6.40m）、运转层（13.70m）、24.60m 层、33.20m 层和除氧层（41.20m）。

（1）底层（±0.00m）。从固定端向扩建端方向，分别布置化学水精处理区域、电气蓄电池室、直流 UPS 室、暖通房间、给水泵汽轮机凝结水泵和给水泵汽轮机凝汽器等。在 2 台机组中间布置凝结水精处理再生装置和精处理控制室，如图 23-44 所示。

（2）中间层（6.40m）。从固定端向扩建端方向，分别布置化学水精处理设备、电气变频间、热控电子设备室和汽动给水泵组。2 台机组中间布置暖通控制室，如图 23-45 所示。

（3）运转层（13.70m）。该层是管道层，如图 23-46 所示。

（4）24.60m 层。布置有闭式循环冷却水膨胀水箱，如图 23-47 所示。

（5）33.20m 层。从固定端向扩建端方向，分别布置 4 号高压加热器外置式蒸汽冷却器、2 号高压加热器外置式蒸汽冷却器和 6 号低压加热器，如图 23-48 所示。

（6）除氧层（41.20m）。布置有除氧器，如图 23-49 所示。

汽机岛主厂房横断面布置如图 23-50 所示。

［案例 23-7］ *600MW 级二次再热三列式机组汽机岛主厂房布置*

某 600MW 级二次再热三列式机组为新建工程，扩建方向为左扩建，采用侧煤仓方案。汽机房采用 9.00m 和 10.00m 不等柱距设计，每台机组占 8 档，2 台机组中间留 1 档 10.00m 的检修场地和 1.50m 的伸缩缝，2 台机组共 17 档，汽机房总长为 167.50m。汽机岛主厂房采用混凝土结构。

1. 汽机房

汽机房跨距为 30.00m，汽轮发电机组中心距 A 列柱 15.00m。汽轮发电机组为纵向顺列布置，汽轮机机头朝向扩建端，汽机房运转层采用大平台布置，2 台机组中间设有检修场地。汽机房行车轨顶标高为 26.80m，屋架下标高为 30.65m。汽轮发电机和给水泵汽轮机均采用弹簧基座。

汽机房分 3 层，即底层（±0.00m）、中间层（6.40m）和运转层（13.70m）。

（1）底层（±0.00m）。在汽轮机机头端布置有电动滤水器、开式循环冷却水泵、闭式循环冷却水热交换器、真空泵和卧式疏水扩容器，在发电机端布置有发电机密封油装置、凝结水泵、轴封加热器、立式疏水扩容器、380V 电气房间和化水加药区域。在汽轮发电机基座柱网内，与汽轮机低压缸相对应的下部布置凝汽器，凝汽器与汽轮发电机组呈横向布置，凝汽器的循环水管从 A 列柱进出，凝汽器抽管朝向 A 列，凝汽器下方设有–4.50m 标高的循环水坑，凝汽器和 A 列间设有–6.00m 标高的循环水坑，布置有循环水进、出水管道，循环水管道上的蝶阀布置在 A 列内，设专门的检修起吊装置。汽机岛主厂房底层布置如图 23-51 所示。

（2）中间层（6.40m）。主要是管道层，除管道和阀门外，在汽轮机机头端布置有主油箱，在发电机端布置有电气励磁变压器、封闭母线、发电机定子冷却水装置和 6kV 配电间等，9 号低压加热器和 10 号低压加热器分别布置在凝汽器喉部，抽芯朝向 A 列。2 个低压旁路装置分别布置在凝汽器两侧。汽机岛主厂房中间层布置如图 23-52 所示。

（3）汽机房运转层（13.70m）。该层为大平台结构，布置有汽轮发电机组和励磁小室，汽轮发电机组纵向布置。靠 B 列柱侧布置有 2 号高压加热器、4 号高压加热器和 6 号低压加热器。汽机岛主厂房运转层布置如图 23-53 所示。

2. 除氧间

除氧间的跨距为 9.50m，柱距和纵向长度与汽机房一致。除氧间共分为 5 层，即底层（±0.00m）、中间层（6.40m）、运转层（13.70m）、23.00m 层和除氧层（32.00m）。

（1）底层（±0.00m）。从固定端向扩建端方向，分别布置加热器疏水泵、闭式循环冷却水泵、给水泵汽轮机真空泵和给水泵汽轮机油净化装置，如图 23-51 所示。

（2）中间层（6.40m）。从固定端向扩建端方向，分别布置 8 号低压加热器和 7 号低压加热器，如图 23-52 所示。

（3）运转层（13.70m）。从固定端向扩建端方向，分别布置 6 号低压加热器、2 号高压加热器和 4 号高压加热器。2 台机组中间布置交接班室、工程师室及更衣室，如图 23-53 所示。

（4）23.00m 层。从固定端向扩建端方向，分别布置闭式循环冷却水膨胀水箱、4 号高压加热器外置式蒸汽冷却器、2 号高压加热器外置式蒸汽冷却器、1 号高压加热器和 3 号高压加热器等，如图 23-54 所示。

（5）除氧层（32.00m）。布置有除氧器，如图 23-55 所示。

一次高温再热蒸汽 D_i635×92 EL28.00
五级抽汽至除氧器
EL28.0
六级抽汽 ϕ426×10
主蒸汽
二次高温再热蒸汽
闭式循环冷却水膨胀水箱
低压给水 ϕ630×13
五级抽汽至除氧器
凝结水至除氧器
12000
1500
10000 1500 10000 9000 10000 10000 10000 10000 10000 9000
K1 K0 B
10 9a 9 8 7 6 5 4 3 2 1
18 17 16 15 14 13 12 11 10

图 23-47　某600MW级二次再热二列式机组汽机岛主厂房24.60m层布置图

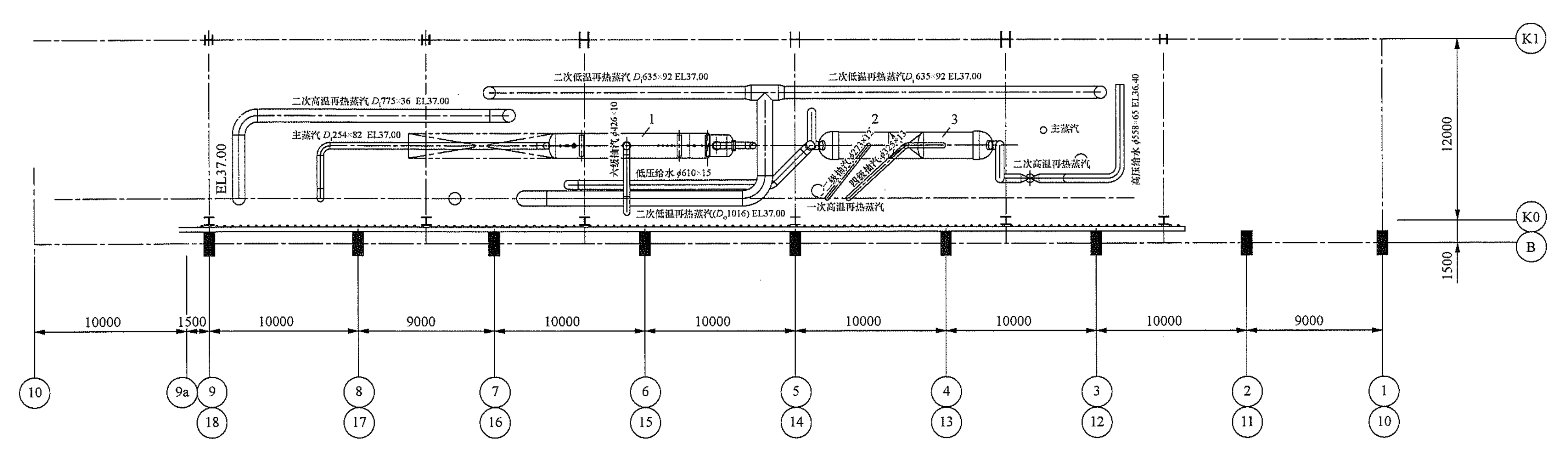


图 23-48　某600MW级二次再热二列式机组汽机岛主厂房33.20m层布置图

1—6号低压加热器；2—2号高压加热器外置式蒸汽冷却器；3—4号高压加热器外置式蒸汽冷却器

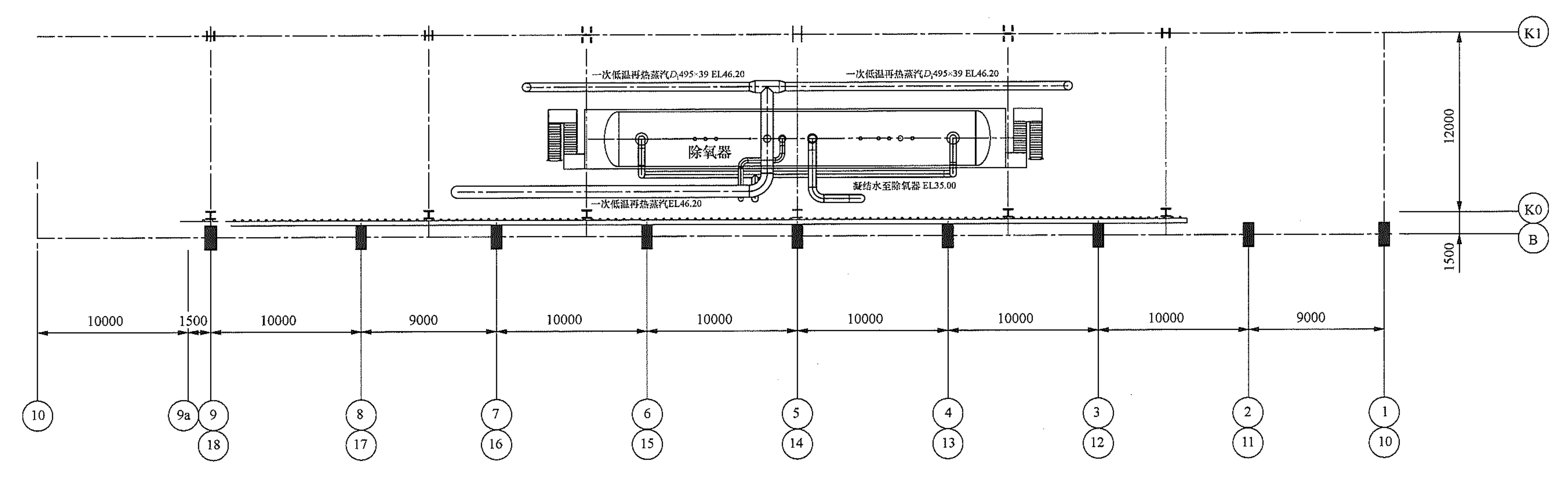


图 23-49　某600MW级二次再热二列式机组汽机岛主厂房41.20m层布置图

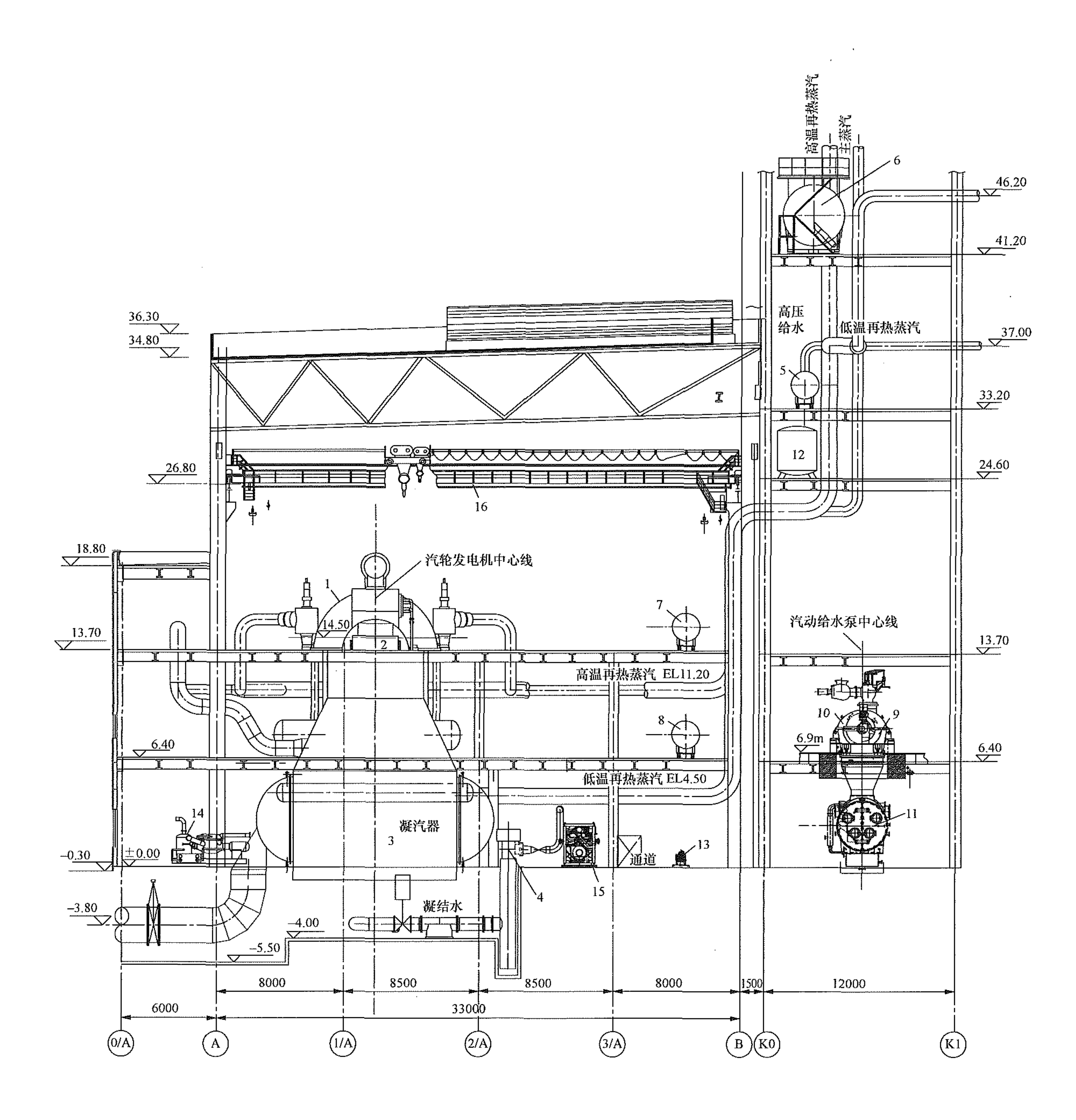


图 23-50　某 600MW 级二次再热二列式机组汽机岛主厂房横断面布置图

1—汽轮机；2—发电机；3—凝汽器；4—凝结水泵；5—4 号高压加热器外置式蒸汽冷却器；6—除氧器；7—1 号高压加热器；8—8 号低压加热器；9—汽动给水泵前置泵；10—给水泵汽轮机；11—给水泵汽轮机凝汽器；12—闭式循环冷却水膨胀水箱；13—加热器疏水泵；14—真空泵；15—轴封加热器；16—行车

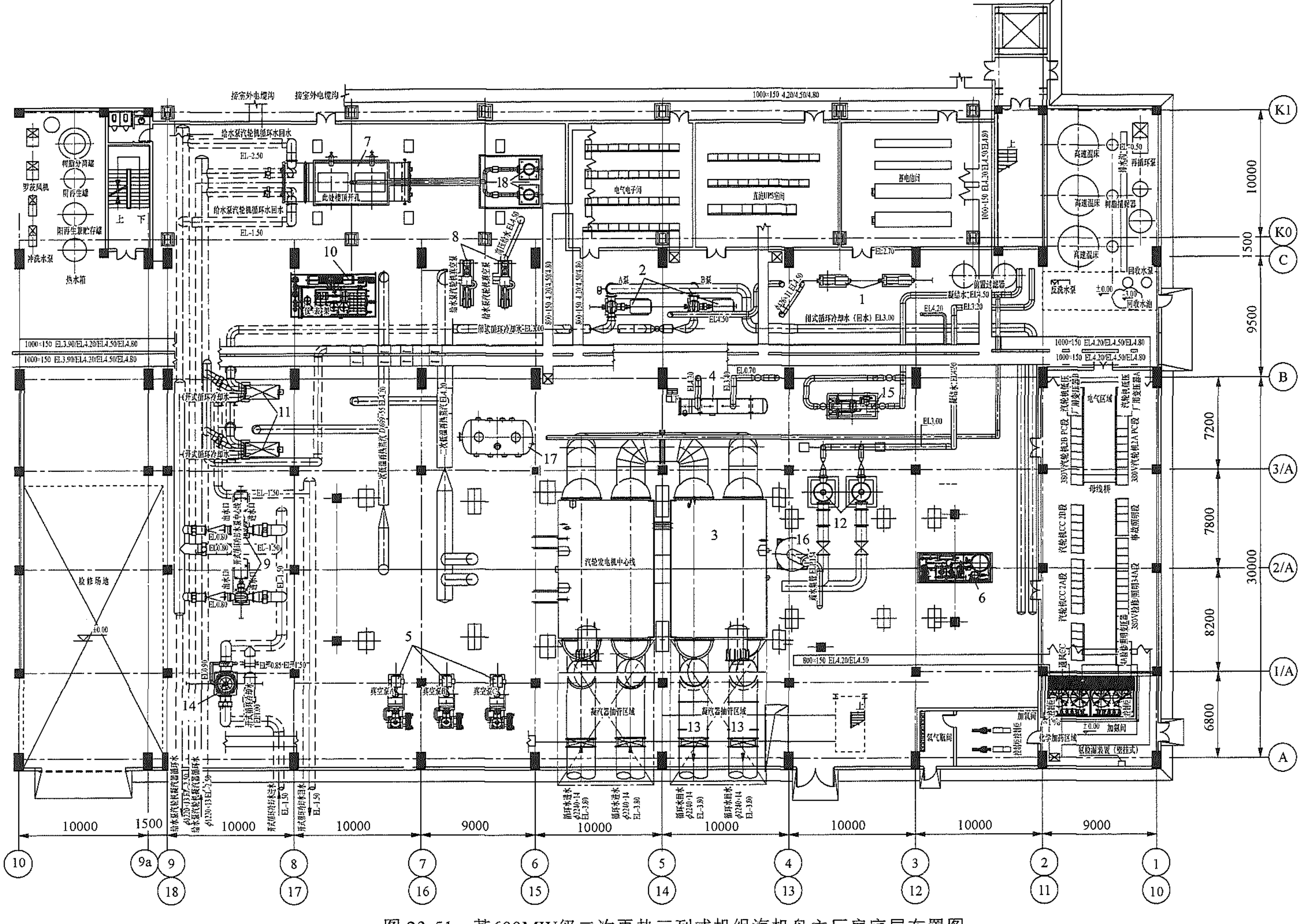


图 23-51　某600MW级二次再热三列式机组汽机岛主厂房底层布置图

1—加热器疏水泵；2—闭式循环冷却水泵；3—凝汽器；4—疏水冷却器；5—真空泵；6—发电机密封油装置；
7—给水泵汽轮机凝汽器；8—给水泵汽轮机凝结水泵；9—开式循环冷却水泵；10—给水泵汽轮机油净化装置；
11—闭式循环冷却水热交换器；12—凝结水泵；13—胶球收集装置；14—电动过滤器；15—轴封加热器；
16—立式疏水扩容器；17—卧式疏水扩容器；18—给水泵汽轮机真空泵

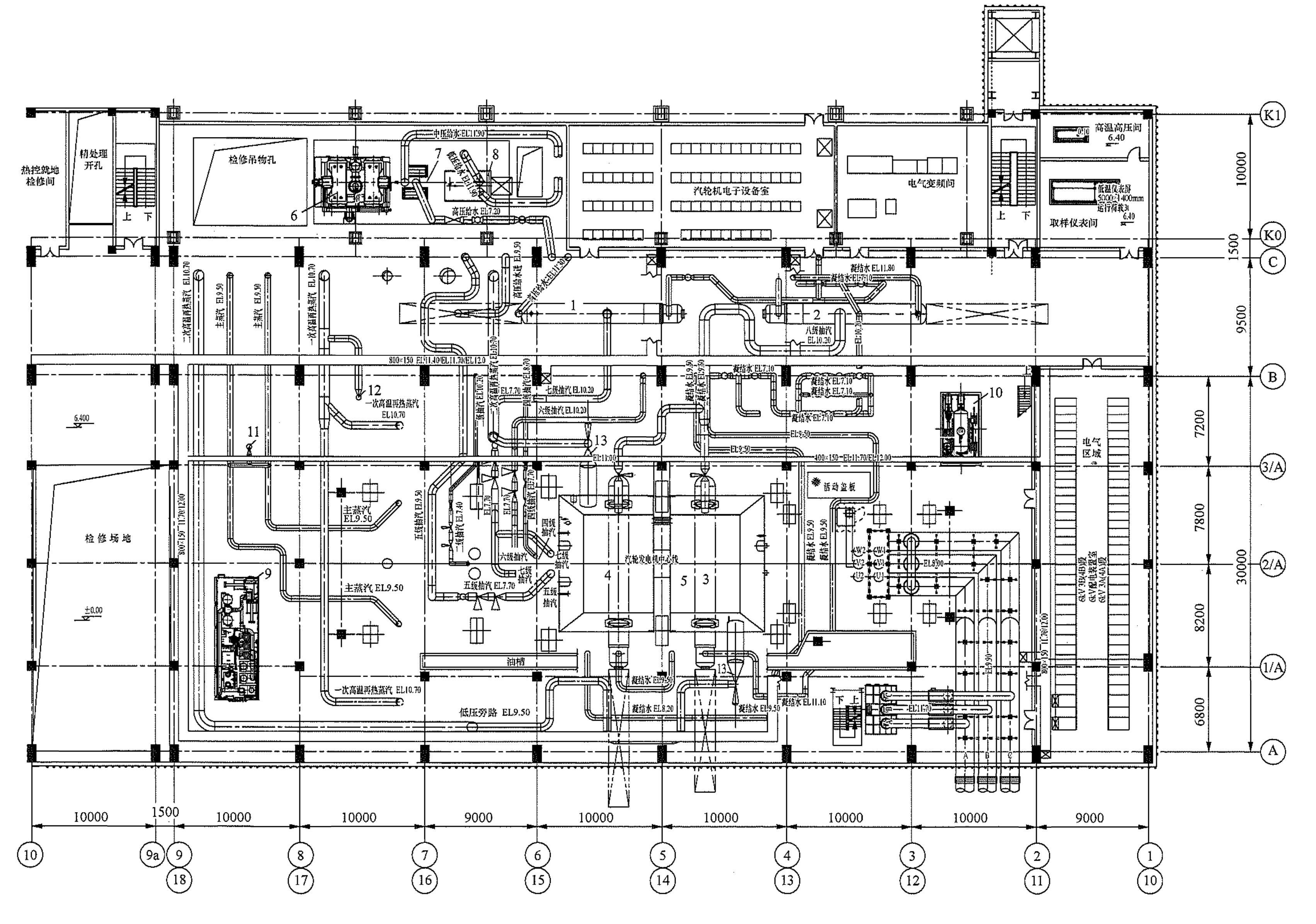


图 23-52　某600MW级二次再热三列式机组汽机岛主厂房中间层布置图

1—7号低压加热器；2—8号低压加热器；3—9号低压加热器；4—10号低压加热器；5—凝汽器；6—给水泵汽轮机；7—汽动给水泵；8—汽动给水泵前置泵；9—主油箱；10—发电机定子冷却水装置；11—高压旁路装置；12—中压旁路装置；13—低压旁路装置

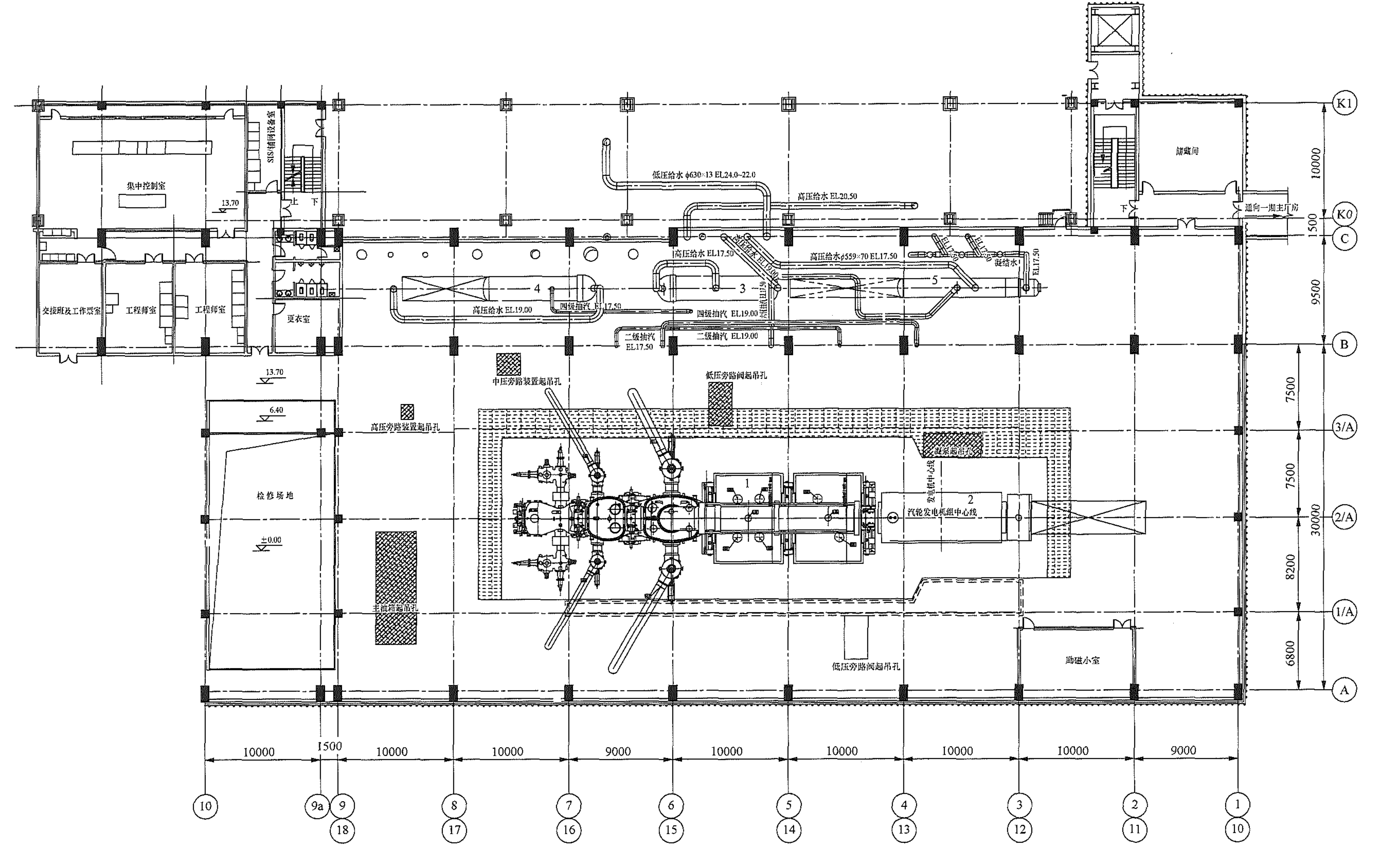


图 23-53 某600MW级二次再热三列式机组汽机岛主厂房运转层布置图

1—汽轮机；2—发电机；3—2号高压加热器；4—4号高压加热器；5—6号低压加热器

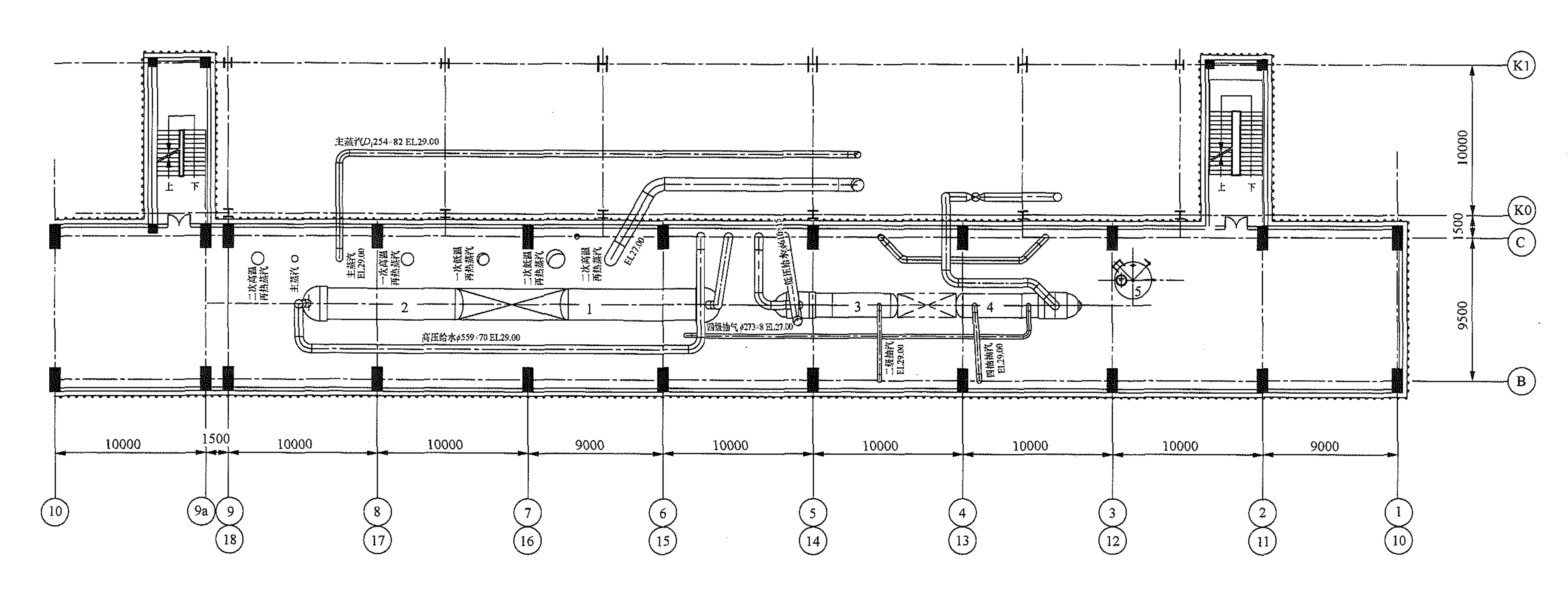


图 23-54　某600MW级二次再热三列式机组汽机岛主厂房23.00m层布置图

1—1号高压加热器；2—3号高压加热器；3—2号高压加热器外置式蒸汽冷却器；
4—4号高压加热器外置式蒸汽冷却器；5—闭式循环冷却水膨胀水箱

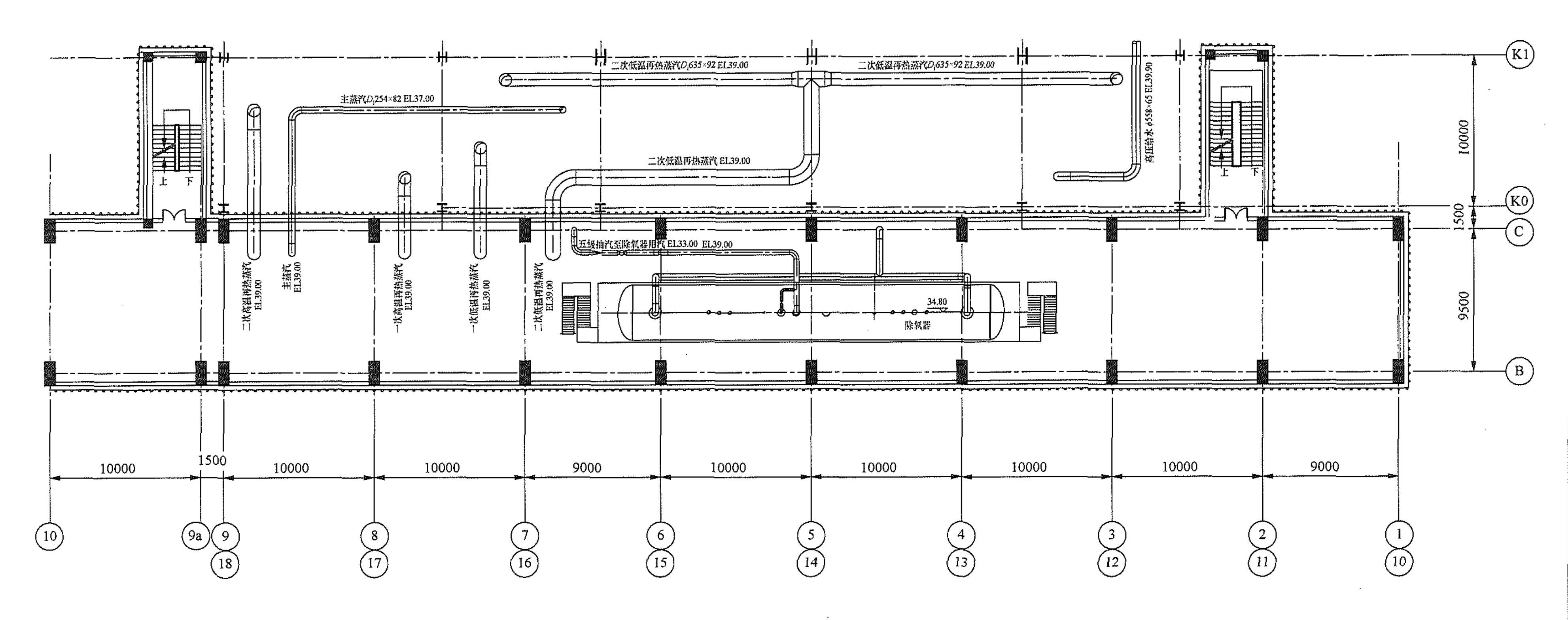


图 23-55　某600MW级二次再热三列式机组汽机岛主厂房32.00m层布置图

3. 炉前（K0-K1）

K0-K1 跨距为 10.00m，K0 与 C 列间有 1.50m 的伸缩缝。柱距和锅炉房柱距一致，纵向长度与汽机房一致。运转层以下共分为 2 层，即底层（±0.00m）和中间层（6.40m）。

（1）底层（±0.00m）。从固定端向扩建端方向，分别布置化学水精处理装置、电气蓄电池室、直流 UPS 室、电气电子间、给水泵汽轮机凝结水泵和给水泵汽轮机凝汽器。在 2 台机组中间布置化学水精处理再生装置和化学水精处理控制室，如图 23-51 所示。

（2）中间层（6.40m）。从固定端向扩建端方向，分别布置化学水取样间备、电气变频间、汽轮机电子设备室和汽动给水泵组等。2 台机组机中间布置热控就地检修间，如图 23-52 所示。

汽机岛主厂房横断面布置，如图 23-56 所示。

［**案例 23-8**］ *600MW 级二次再热四列式机组汽机岛主厂房布置*

某 600MW 级二次再热四列式机组为新建工程，扩建方向为右扩建。汽机房采用 8.00m 和 10.00m 不等柱距设计，每台机组共占 9 档，2 台机组中间留 1 档 10.00m 的检修场地和 1.50m 的伸缩缝，2 台机组共 19 档，汽机房总长度为 179.50m。主厂房采用钢结构。

1. 汽机房

汽机房跨距为 32.00m，汽轮发电机组中心距 A 列柱 15.00m。汽轮发电机组为纵向顺列布置，汽轮机机头朝向固定端，汽机房运转层采用大平台布置，2 台机组中间设有检修场地。汽机房行车轨顶标高为 28.77m，屋架下弦标高为 31.82m。汽轮发电机基座为岛式布置，汽轮发电机和给水泵汽轮机均采用弹簧隔振基座。

汽机房分 3 层，即底层（±0.00m）、中间层（6.90m）和运转层（14.50m）。

（1）底层（±0.00m）。在汽轮机机头端布置有储油箱、电动滤水器、闭式循环冷却水热交换器、暖通设备、电气 380V 配电室、闭式循环冷却水泵、真空泵、疏水扩容器、清洁水疏水箱，发电机端布置有化学水精处理装置、给水泵汽轮机油净化装置、给水泵汽轮机凝汽器、发电机定子冷却水装置、发电机密封油装置和凝结水泵等。在汽轮发电机基座柱网内，与汽轮机低压缸相对应的下部布置凝汽器，凝汽器与汽轮发电机组呈横向布置，凝汽器抽管方向朝 A 列柱，凝汽器下方设有–4.50m 的循环水坑，布置 2 台凝汽器后水室之间的联络管。凝汽器与 A 列柱之间设有–6.00m 的循环水坑，布置有循环水进、出水管道，循环水管道上的蝶阀和胶球收集装置布置在 A 列柱内，设专门的检修起吊装置。汽机岛主厂房底层布置如图 23-57 所示。

（2）中间层（6.90m）。主要是管道层，除管道和阀门外，在汽轮机机头端布置有主油箱和闭式循环冷却水泵变频间，发电机端布置有电气 6kV 配电间、励磁小室、发电机封闭母线、给水泵汽轮机组，9 号低压加热器和 10 号低压加热器分别布置在凝汽器喉部，抽芯朝向 B 列。2 个低压旁路装置分别布置在凝汽器两侧。汽机岛主厂房中间层布置如图 23-58 所示。

（3）运转层（13.70m）。本层为大平台结构，布置有汽轮发电机组，汽轮机机头朝向固定端。汽机岛主厂房运转层布置如图 23-59 所示。

2. 除氧间

除氧间跨距为 9.50m，柱距和纵向长度与汽机房一致，共 5 层，即底层（±0.00m）、中间层（6.90m）、运转层（14.50m）、23.50m 层和除氧层（32.50m）。

（1）底层（±0.00m）。从固定端向扩建端方向，分别布置电动给水泵组、轴封加热器、加热器疏水泵、凝结水泵及加热器疏水泵变频间和化学水精处理控制室等，在 2 台机组中间布置化学水精处理再生装置，如图 23-57 所示。

（2）中间层（6.90m）。从固定端向扩建端方向，分别布置 7 号低压加热器和 8 号低压加热器，如图 23-58 所示。

（3）运转层（14.50m）。从固定端向扩建端方向，分别布置 4 号高压加热器、2 号高压加热器和 6 号低压加热器。在 2 台机组中间布置交接班室、工程师室和更衣室，如图 23-59 所示。

（4）23.50m 层。从固定端向扩建端方向，分别布置 3 号高压加热器、1 号高压加热器、2 号高压加热器外置式蒸汽冷却器、4 号高压加热器外置式蒸汽冷却器和闭式循环冷却水膨胀水箱，如图 23-60 所示。

（5）除氧层（32.50m）。布置有除氧器，如图 23-61 所示。

汽机岛主厂房横断面布置如图 23-62 所示。

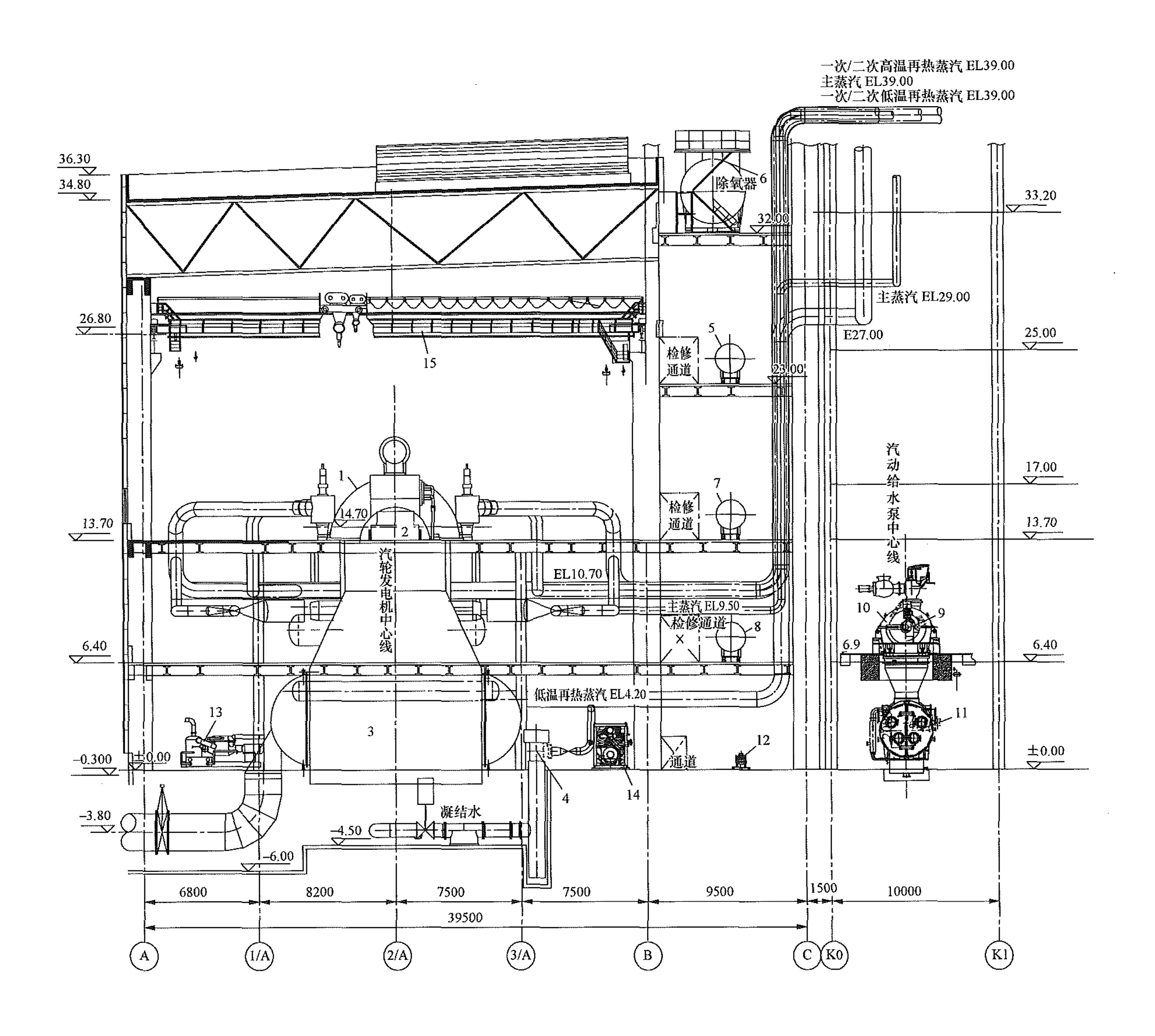


图 23-56　某 600MW 级二次再热三列式机组汽机岛主厂房横断面布置图

1—汽轮机；2—发电机；3—凝汽器；4—凝结水泵；5—4 号高压加热器外置式蒸汽冷却器；6—除氧器；7—6 号高压加热器；8—8 号低压加热器；9—汽动给水泵前置泵；10—给水泵汽轮机；11—给水泵汽轮机凝汽器；12—加热器疏水泵；13—真空泵；14—轴封加热器；15—行车

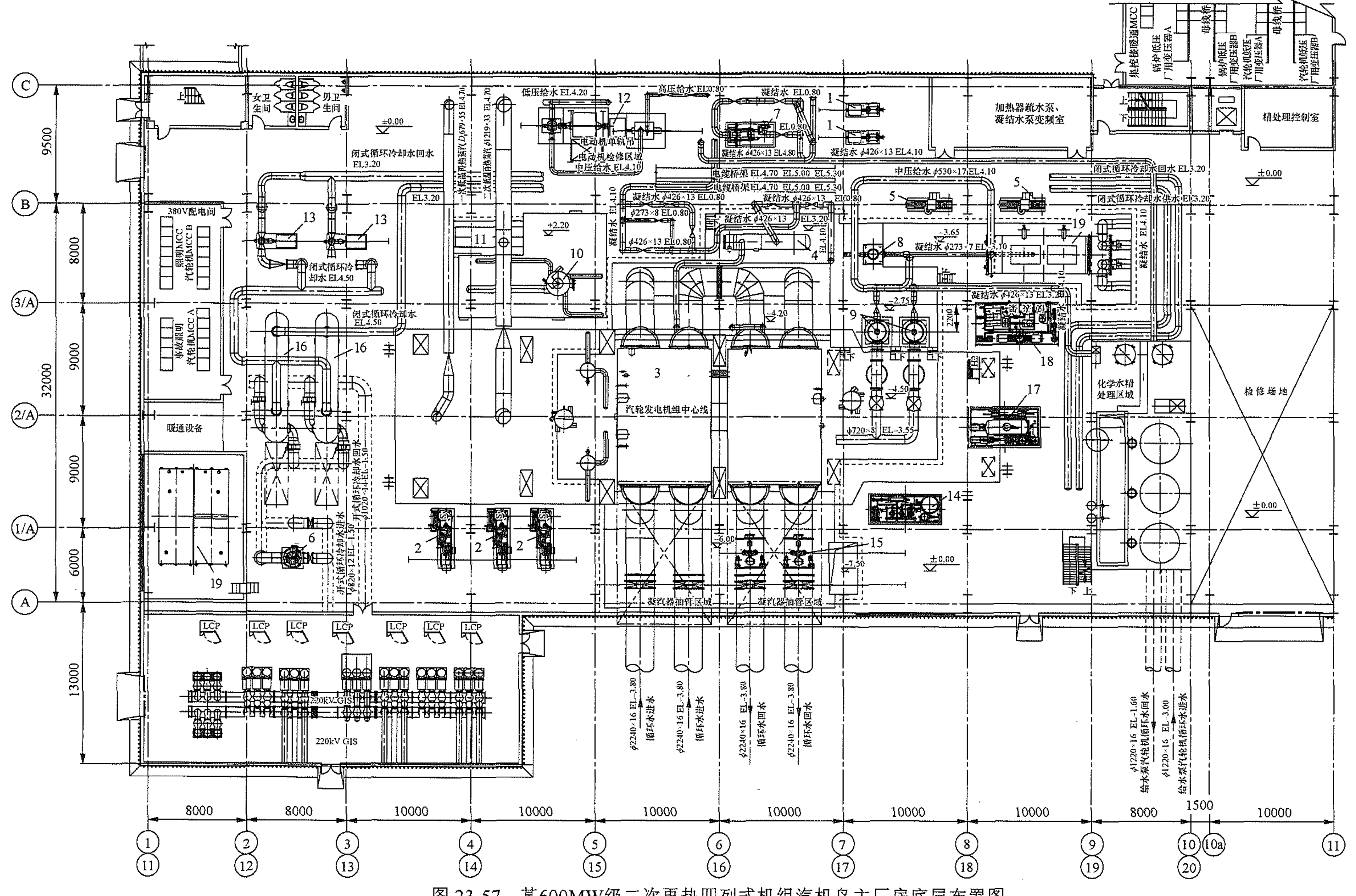


图 23-57　某600MW级二次再热四列式机组汽机岛主厂房底层布置图

1—加热器疏水泵；2—真空泵；3—凝汽器；4—疏水冷却器；5—给水泵汽轮机真空泵；6—电动过滤器；7—轴封加热器；8—给水泵汽轮机凝结水泵；9—凝结水泵；10—清洁水疏水扩容器；11—清洁水疏水水箱；12—电动给水泵；13—闭式水泵；14—发电机密封油装置；15—给水泵汽轮机凝汽器；16—闭式循环冷却水热交换器；17—发电机定子冷却水装置；18—给水泵汽轮机油净化装置；19—储油箱

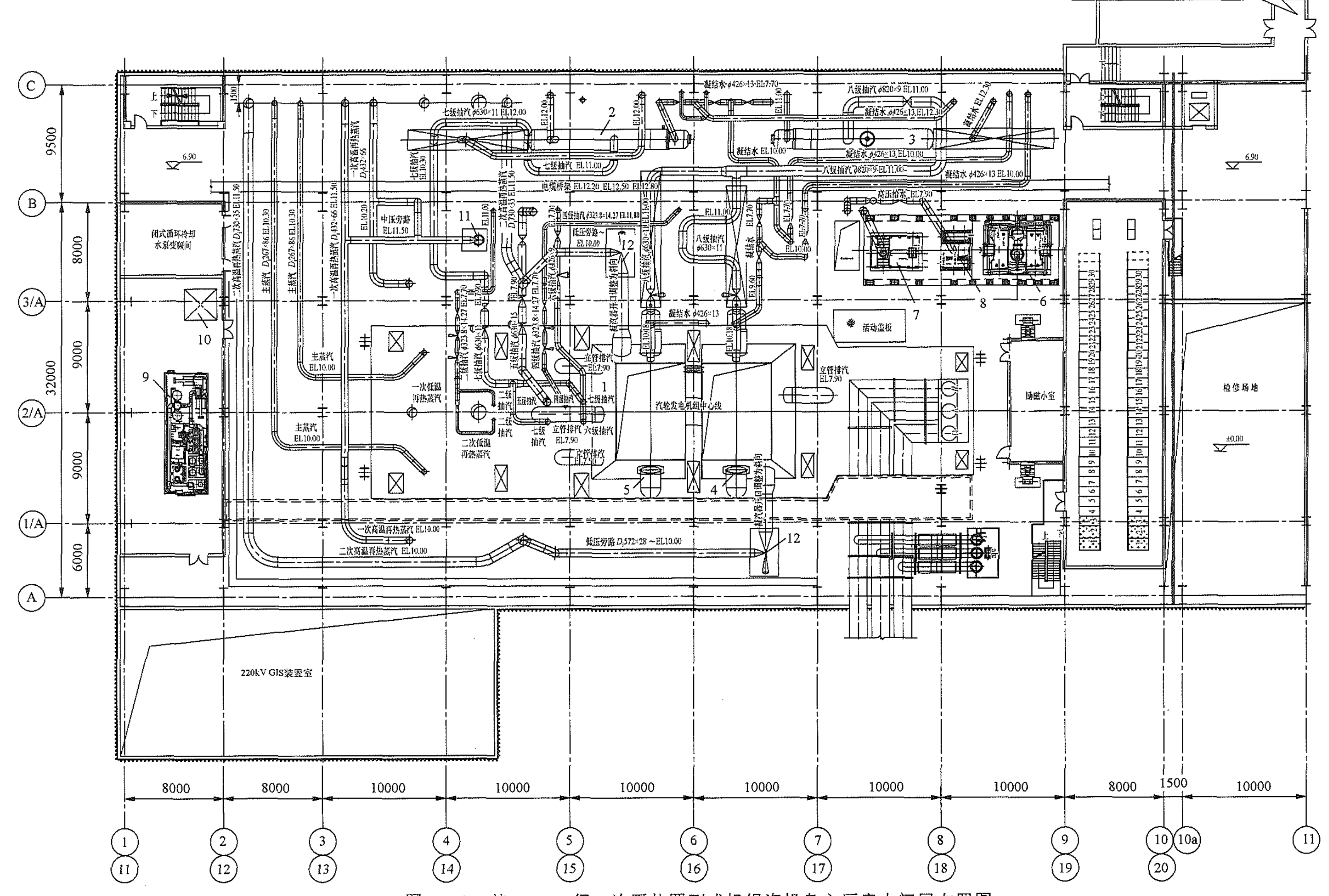


图23-58　某600MW级二次再热四列式机组汽机岛主厂房中间层布置图

1—凝汽器；2—7号低压加热器；3—8号低压加热器；4—9号低压加热器；5—10号低压加热器；6—给水泵汽轮机；7—汽动给水泵前置泵；8—汽动给水泵；9—主油箱；10—EH油控制装置；11—中压旁路装置；12—低压旁路装置

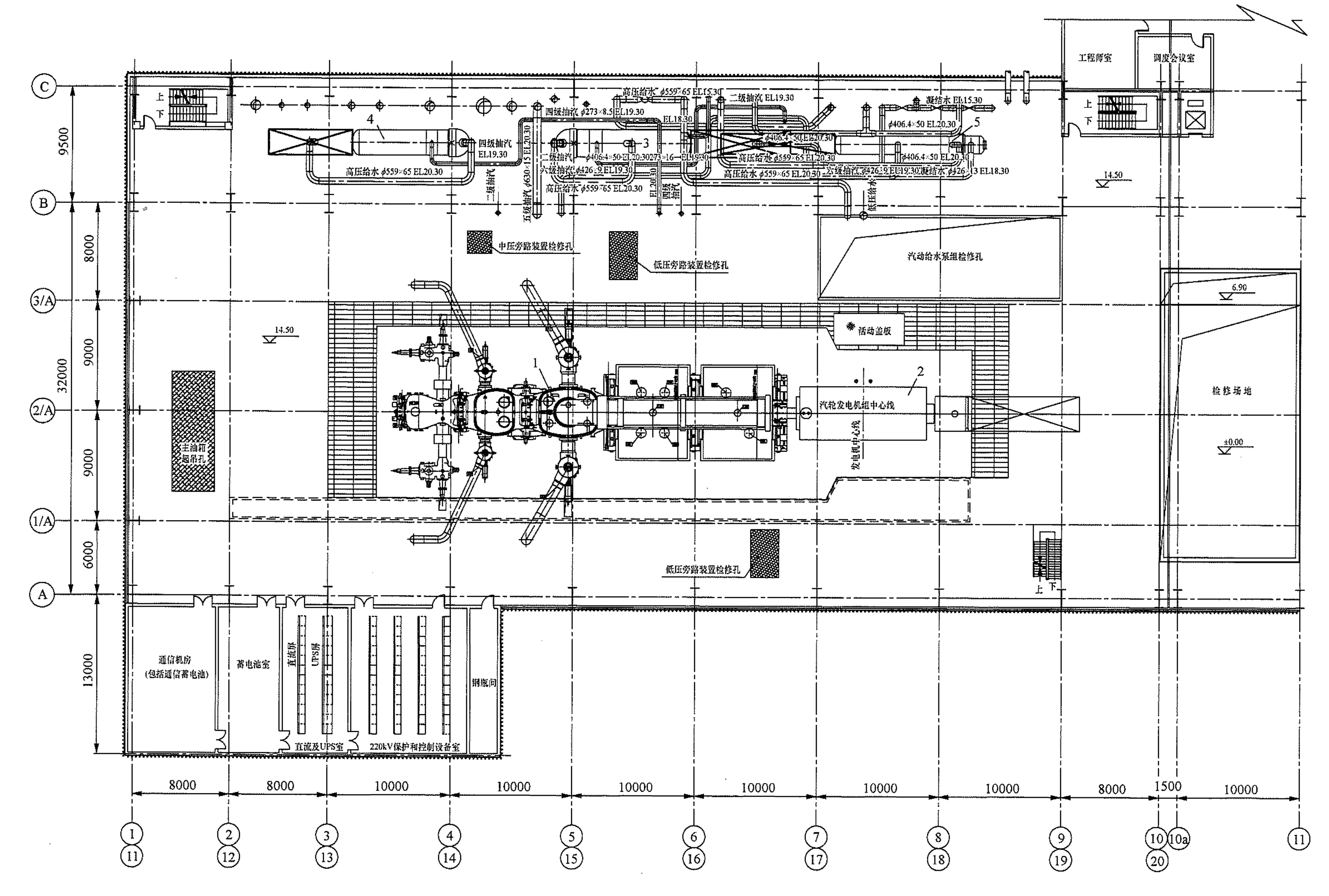


图 23-59 某600MW级二次再热四列式机组汽机岛主厂房运转层布置图

1—汽轮机；2—发电机；3—2号高压加热器；4—4号高压加热器；

5—6号低压加热器

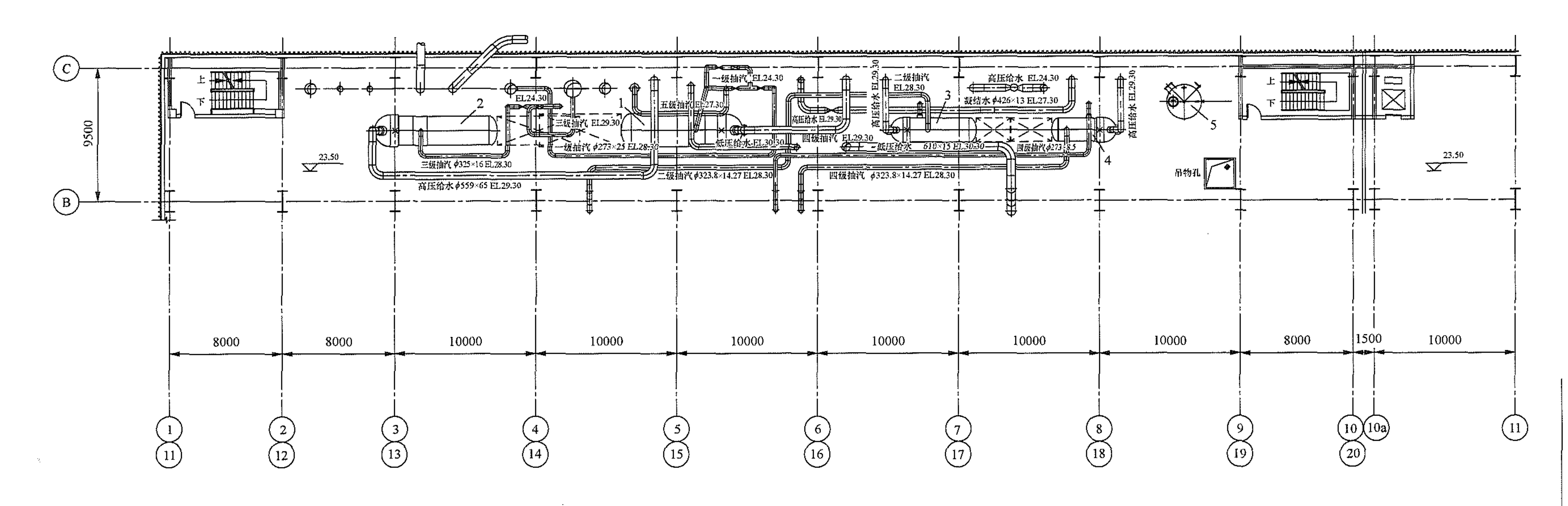


图 23-60 某600MW级二次再热四列式机组汽机岛主厂房23.50m层布置图

1—1号高压加热器；2—3号高压加热器；3—2号高压加热器外置式蒸汽冷却器；4—4号高压加热器外置式蒸汽冷却器；5—闭式循环冷却水膨胀水箱

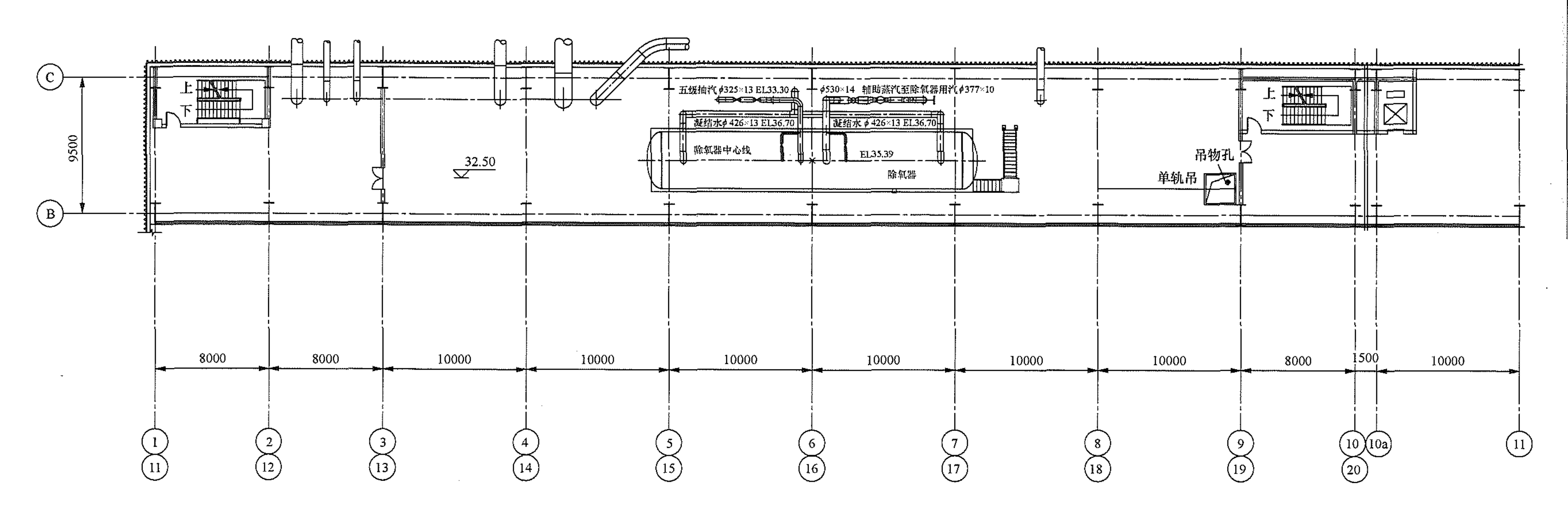


图 23-61　某600MW级二次再热四列式机组汽机岛主厂房32.50m层布置图

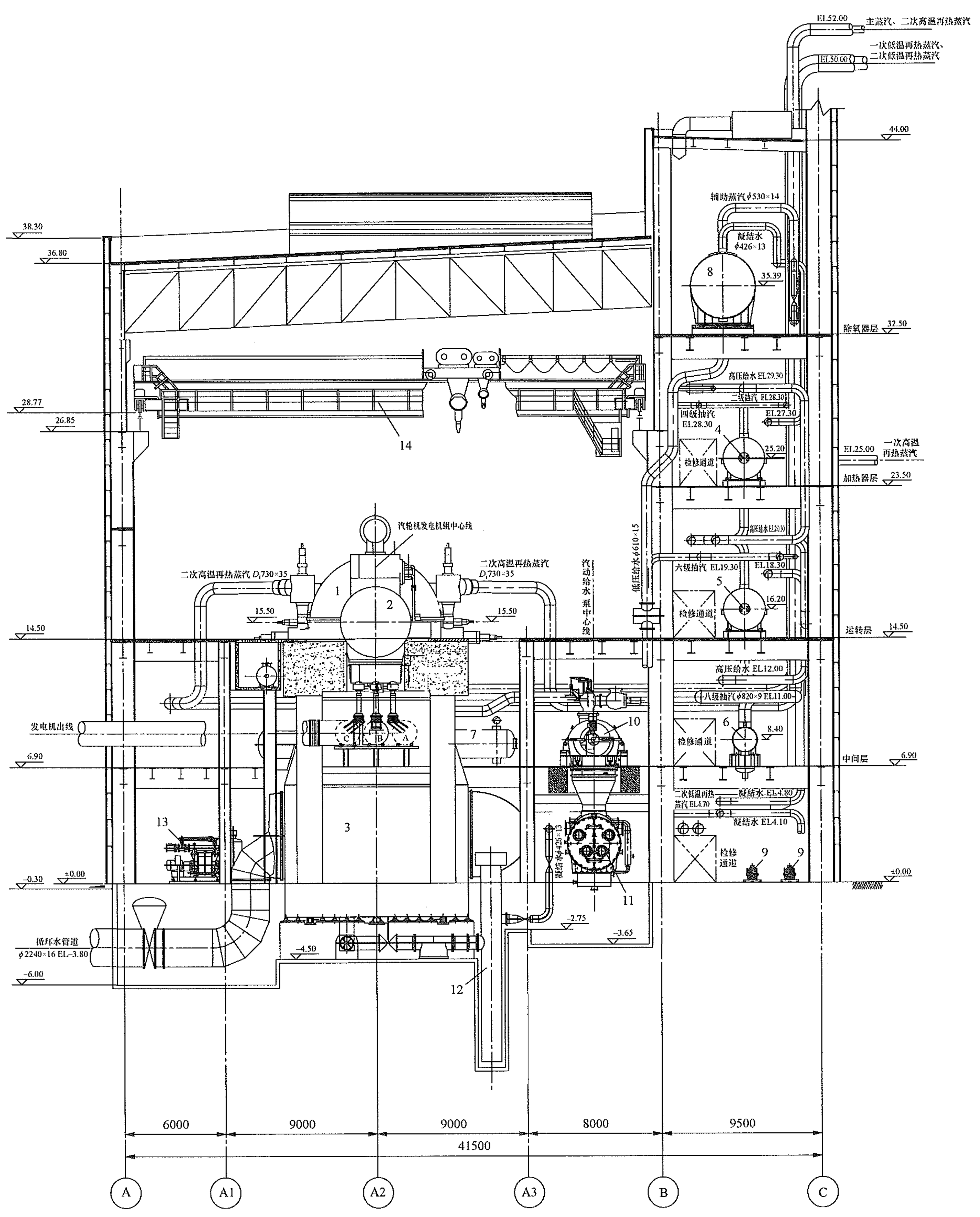


图 23-62　某 600MW 级二次再热四列式机组汽机岛主厂房横断面布置图

1—汽轮机；2—发电机；3—凝汽器；4—4 号高压加热器外置式蒸汽冷却器；5—6 号低压加热器；6—8 号低压加热器；7—9 号低压加热器；8—除氧器；9—加热器疏水泵；10—给水泵汽轮机；11—给水泵汽轮机凝汽器；12—凝结水泵；13—真空泵；14—行车

第五节 1000MW级机组汽机岛主厂房典型布置

一、1000MW级一次再热机组汽机岛主厂房典型布置

国内从第一批1000MW级机组建设至今，主厂房传统的常规设计方案为四列式布置，即汽机房、除氧间、煤仓间、锅炉房；还有采用侧煤仓的三列式布置，即汽机房、除氧间、锅炉房。

国内部分1000MW级一次再热机组汽机岛主厂房尺寸见表23-5。

1000MW级一次再热机组典型的主厂房布置形式主要有三列式和四列式。

表23-5 国内部分1000MW级一次再热机组汽机岛主厂房尺寸

项目		A电厂	B电厂	C电厂	D电厂
机组类型		超超临界	超超临界	超超临界	超超临界
厂房结构类型		钢结构	钢结构	钢筋混凝土结构	钢筋混凝土结构
厂房排列形式		四列式、前煤仓	四列式、前煤仓	四列式、前煤仓	三列式、侧煤仓
主厂房柱距（m）		10.00/9.50	11.00/10.00	10.50/10.00/9.50	12.00/11.00/10.00
汽机房	跨距（m）	34.00	34.00	32.00	31.00
	汽轮机中心至A列柱中心距（m）	15.00	15.00	13.50	13.00
	中间层标高（m）	8.60	8.60	8.60	8.60
	运转层标高（m）	17.00	17.00	17.00	17.00
	吊车轨顶标高（m）	30.70	30.70	30.70	30.30
	屋架下弦标高（m）	36.50	34.50	34.70	33.50
	厂房长度（m）(2台机组)	233.90	212.40	189.00	186.50
除氧间	跨距（m）	10.00	10.00	9.50	10.00
	加热器层标高（m）	17.00/25.00	17.00/25.00	17.00/25.00	17.00/25.00
	除氧层标高（m）	34.50	40.50	40.50	40.50

[案例23-9] 1000MW级一次再热三列式机组汽机岛主厂房布置

某1000MW级一次再热三列式机组为新建工程，扩建方向为左扩建，采用侧煤仓方案。汽机房采用10.00、11.00m和12.00m不等柱距设计，1号机组占9档，2号机组占8档，2台机组中间留1档11.00m的检修场地和1.50m的伸缩缝，2台机组共18档，汽机房总长为186.50m。汽机岛主厂房采用混凝土结构。

1. 汽机房

汽机房跨距为31.00m，汽轮发电机组中心距A列柱13.00m。汽轮发电机组为纵向顺列布置，汽轮机机头朝向扩建端，汽机房运转层采用大平台布置，2台机组中间设有检修场地。汽机房行车轨顶标高为30.30m，屋架下弦标高为33.50m。汽轮发电机基座为岛式布置，给水泵汽轮机采用弹簧基座。

汽机房分3层，即底层(±0.00m)、中间层(8.60m)和运转层（17.00m）。

（1）底层（±0.00m）。在汽轮机机头端布置有电动滤水器、开式循环冷却水泵、闭式循环冷却水热交换器、清洁水疏水扩容器、清洁水疏水箱和清洁水疏水泵等，在发电机端布置有蓄电池室、交直流配电间、化学水精处理装置、轴封加热器、发电机密封油装置、发电机定子冷却水装置和凝结水泵等。汽轮发电机基座柱网内，与汽轮机低压缸相对应的下部布置凝汽器，凝汽器与汽轮发电机组呈横向布置，凝汽器的循环水管从A列柱进出，凝汽器抽管朝向A列，循环水进水管道上的蝶阀和胶球收集装置布置在A列内，循环水出水管道上的蝶阀布置在A列外。2台机组中间靠1号机组侧布置有电气房间，1台储油箱布置在2台机组中间A排外毗屋内。汽机岛主厂房底层布置如图23-63所示。

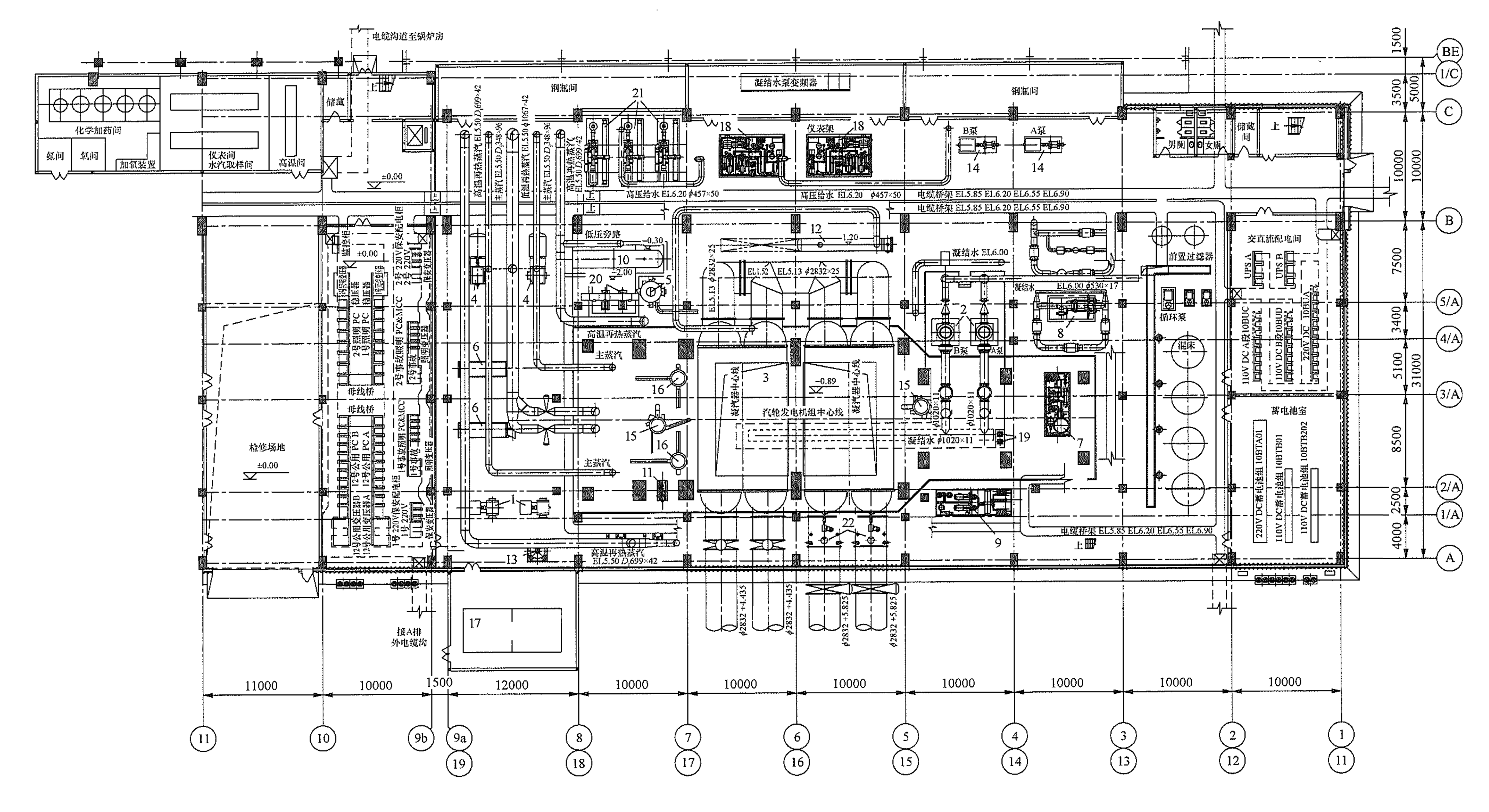


图 23-63　某1000MW级一次再热三列式机组汽机岛主厂房底层布置图

1—开式循环冷却水泵；2—凝结水泵；3—凝汽器；4—闭式循环冷却水泵；5—清洁水疏水扩容器；6—闭式循环冷却水热交换器；7—发电机密封油装置；8—轴封加热器；9—发电机定子冷却水装置；10—清洁水疏水水箱；11—凝汽器水室真空泵；12—疏水冷却器；13—电动滤水器；14—加热器疏水泵；15—系统疏水立管；16—本体疏水立管；17—储油箱；18—给水泵汽轮机油净化装置；19—排污水泵；20—清洁水疏水泵；21—真空泵；22—胶球收集装置

（2）中间层（8.60m）。主要是管道层，除管道和阀门外，在汽轮机机头端布置有主油箱和高压旁路装置，在发电机端布置有电气励磁变压器、封闭母线、发电机定子冷却水装置和6kV配电间等，7号低压加热器和8号低压加热器分别布置在凝汽器喉部，抽芯朝向A列。2个低压旁路装置分别布置在凝汽器两侧，2台机组中间靠1号机组侧布置有电气继电器室。给水泵汽轮机排汽口下部布置相应的排汽管道和蝶阀。汽机岛主厂房中间层布置如图23-64所示。

（3）汽机房运转层（17.00m）。该层为大平台结构，布置有汽轮发电机组、汽动给水泵组和电动给水泵组，汽轮发电机组纵向布置。2台汽动给水泵顺列布置在近B列柱侧，排汽向下进入凝汽器。汽机房主厂房运转层布置如图23-65所示。

2. 除氧间

除氧间的跨距为10.00m，柱距和纵向长度与汽机房一致。除氧间共分为5层，即底层（±0.00m）、中间层（8.60m）、运转层（17.00m）、25.00m层和除氧层（40.50m）。

（1）底层（±0.00m）。从固定端向扩建端方向，分别布置低压加热器疏水泵、给水泵汽轮机油净化装置和真空泵等，如图23-63所示。

（2）中间层（8.60m）。从固定端向扩建端方向，分别布置6号低压加热器和2台2号高压加热器：如图23-64所示。

（3）运转层（17.00m）。从固定端向扩建端方向，分别布置5号低压加热器和2台1号高压加热器，如图23-65所示。

（4）25.00m层。从固定端向扩建端方向，分别布置2台3号高压加热器和闭式循环冷却水膨胀水箱，如图23-66所示。

（5）除氧层（40.50m）。布置有除氧器，如图23-67所示。

汽机岛主厂房横断面布置如图23-68所示。

［案例23-10］ 1000MW级一次再热四列式机组汽机岛主厂房布置

某1000MW级一次再热四列式机组为新建工程，扩建方向为右扩建。汽机房采用9.50、10.00m和10.50m不等柱距设计，每台机组各占9档，2台机组中间留1档10.50m的检修场地和1.50m的伸缩缝，2台机组共19档，汽机房总长为189.00m。汽机岛主厂房采用混凝土结构。

1. 汽机房

汽机房跨距为32.00m，汽轮发电机组中心距A列柱13.50m。汽轮发电机组为纵向顺列布置，汽轮机机头朝向固定端，汽机房运转层采用大平台布置，2台机组中间设有检修场地。汽机房行车轨顶标高为30.30m，屋架下弦标高为34.70m。汽轮发电机基座为岛式布置，给水泵汽轮机采用弹簧基座。

汽机房分3层，即底层（±0.00m）、中间层（8.60m）和运转层（17.00m）。

（1）底层（±0.00m）。在汽轮机机头端布置有电动滤水器、闭式循环冷却水热交换器、闭式循环冷却水泵、真空泵、清洁水疏水扩容器、清洁水疏水箱和清洁水疏水泵等，在发电机端布置有380V电气配电间、化学水精处理装置、轴封加热器、发电机密封油装置、发电机定子冷却水装置和凝结水泵等。汽轮发电机基座柱网内，与汽轮机低压缸相对应的下部布置凝汽器，凝汽器与汽轮发电机组呈横向布置，凝汽器的循环水管从A列柱进出，凝汽器抽管朝向A列，循环水进、出水管道上的蝶阀和胶球收集装置布置在A列外。给水泵汽轮机油净化装置布置在凝汽器后水室处。汽机岛主厂房底层布置如图23-69所示。

（2）中间层（8.60m）。主要是管道层，除管道和阀门外，在汽轮机机头端布置有主油箱和高压旁路装置，在发电机端布置有10kV配电间、凝结水变频间、暖通设备、电气励磁变压器和封闭母线等，7号低压加热器和8号低压加热器分别布置在凝汽器喉部，抽芯朝向A列。2个低压旁路装置分别布置在凝汽器两侧，给水泵汽轮机排汽口下部布置相应的排汽管道和蝶阀。汽机岛主厂房中间层布置如图23-70所示。

（3）汽机房运转层（17.00m）。该层为大平台结构，布置有汽轮发电机组和汽动给水泵组，汽轮发电机组纵向布置。2台汽动给水泵对称布置在近B列柱侧，排汽向下进入凝汽器。汽机岛主厂房中间层布置如图23-71所示。

2. 除氧间

除氧间的跨距为9.50m，柱距和纵向长度与汽机房一致。除氧间共分为6层，即底层（±0.00m）、中间层（8.60m）、运转层（17.00m）、25.00m层、34.00m层和除氧层（40.50m）。

（1）底层（±0.00m）。从固定端向扩建端方向，分别布置疏水冷却器和低加疏水泵等，如图23-69所示。

（2）中间层（8.60m）。从固定端向扩建端方向，分别布置6号低压加热器和7号低压加热器，如图23-70所示。

（3）运转层（17.00m）。从固定端向扩建端方向，分别布置2号高压加热器和3高压加热器，如图23-71所示。

（4）25.00m层。从固定端向扩建端方向，分别布置1号高压加热器、3号高压加热器外置式蒸汽冷却器和闭式循环冷却水膨胀水箱，如图23-72所示。

（5）34.00m层。布置5号低压加热器，如图23-73所示。

（6）除氧层（40.50m）。布置有除氧器，如图23-74所示。

汽机岛主厂房横断面布置如图23-75所示。

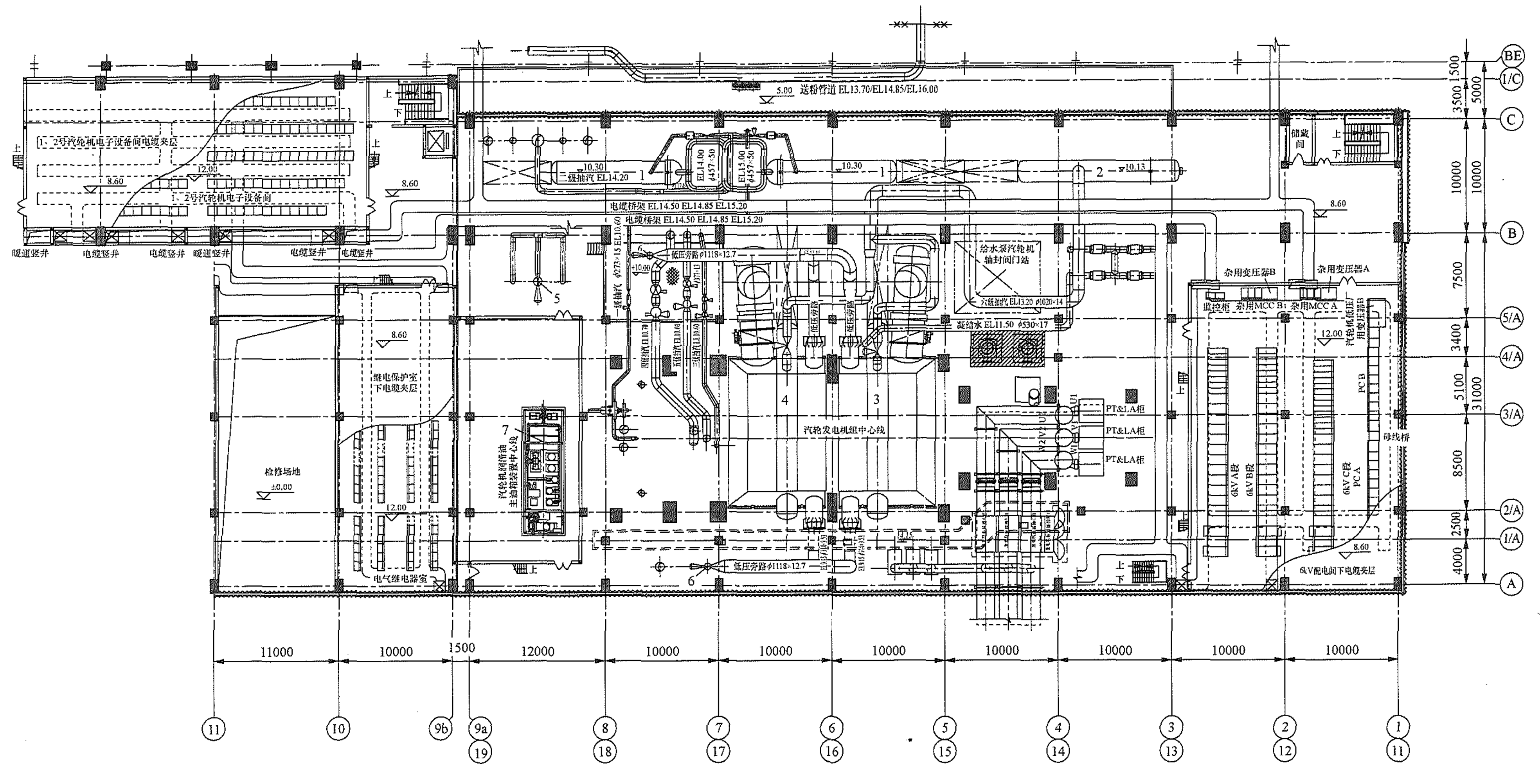


图 23-64 某1000MW级一次再热三列式机组汽机岛主厂房中间层布置图

1—2号高压加热器；2—6号低压加热器；3—7号低压加热器；4—8号低压加热器；5—高压旁路装置；6—低压旁路装置；7—主油箱

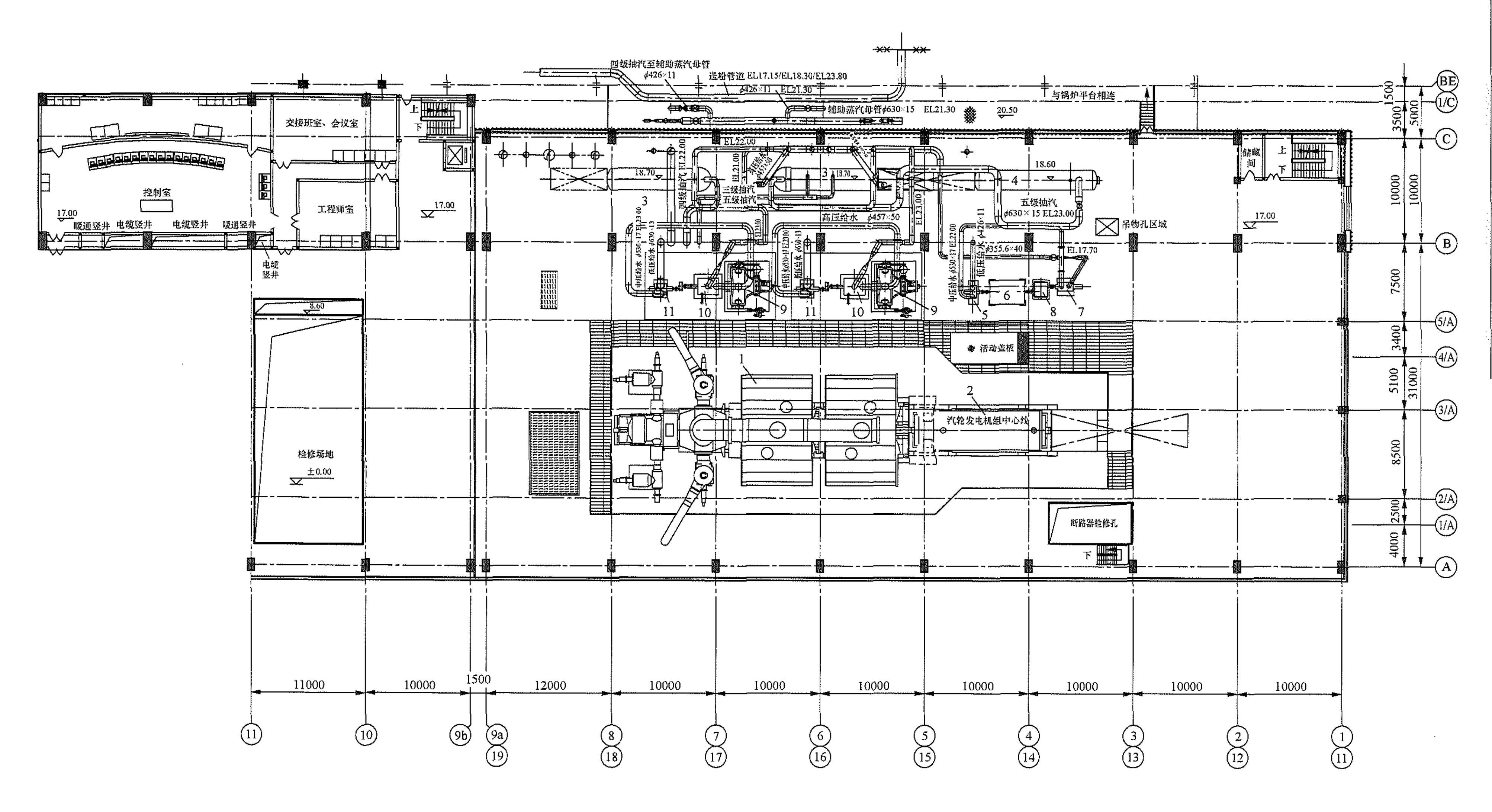


图 23-65 某1000MW级一次再热三列式机组汽机岛主厂房运转层布置图

1—汽轮机；2—发电机；3—1号高压加热器；4—5号低压加热器；5—电动给水泵前置泵；6—电动给水泵电动机；
7—电动给水泵；8—液力耦合器；9—给水泵汽轮机；10—汽动给水泵；11—汽动给水泵前置泵

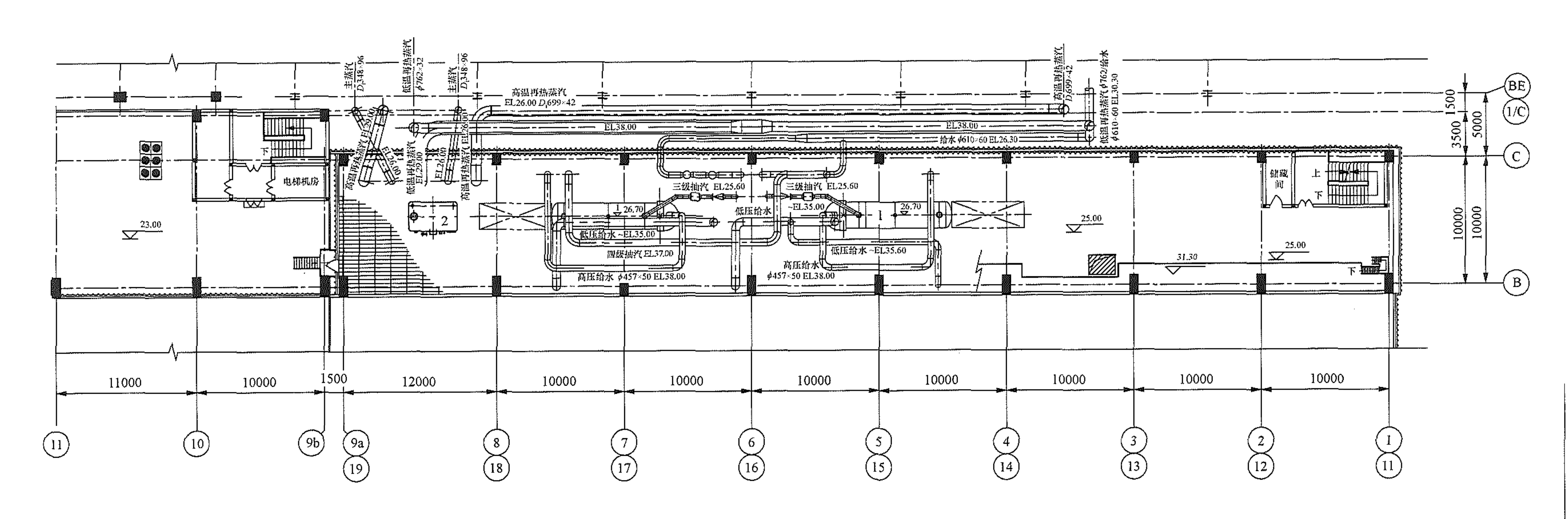


图 23-66 某1000MW级一次再热三列式机组汽机岛主厂房25.00m层布置图

1—3号高压加热器；2—闭式循环冷却水膨胀水箱

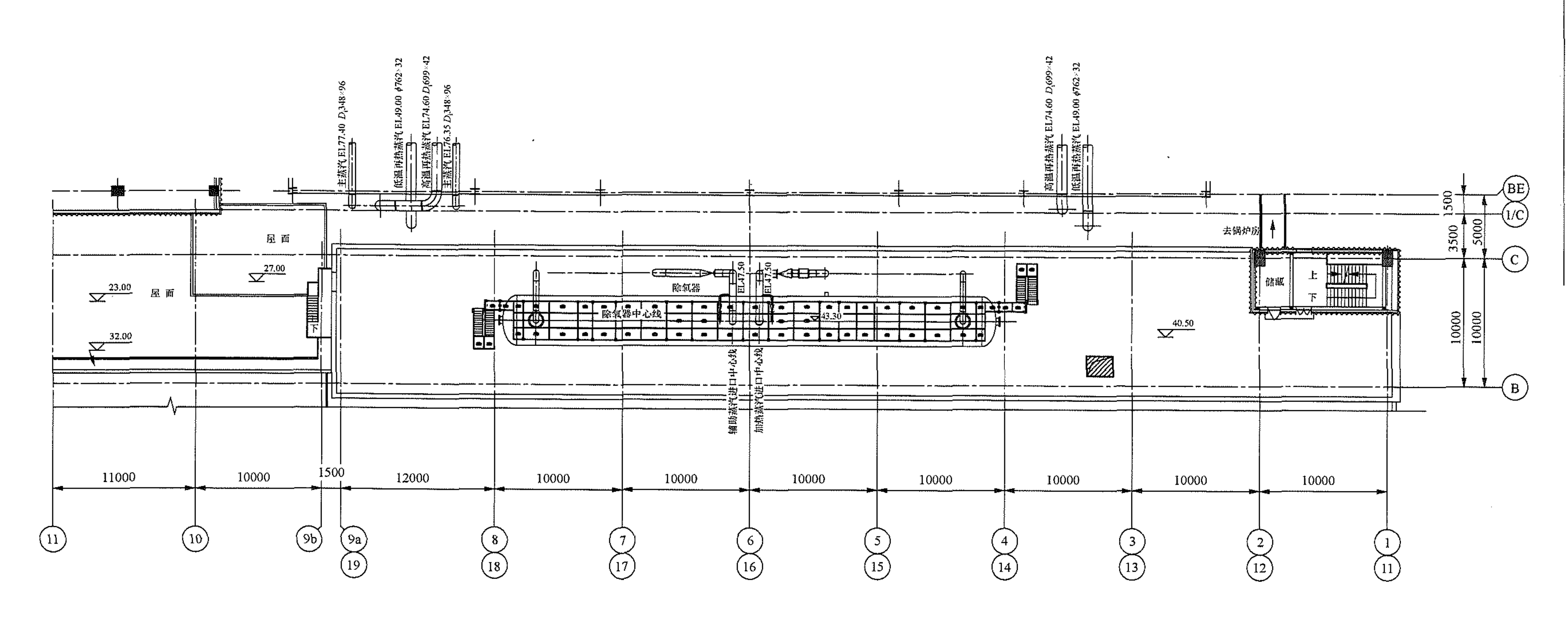


图 23-67　某1000MW级一次再热三列式机组汽机岛主厂房40.50m层布置图

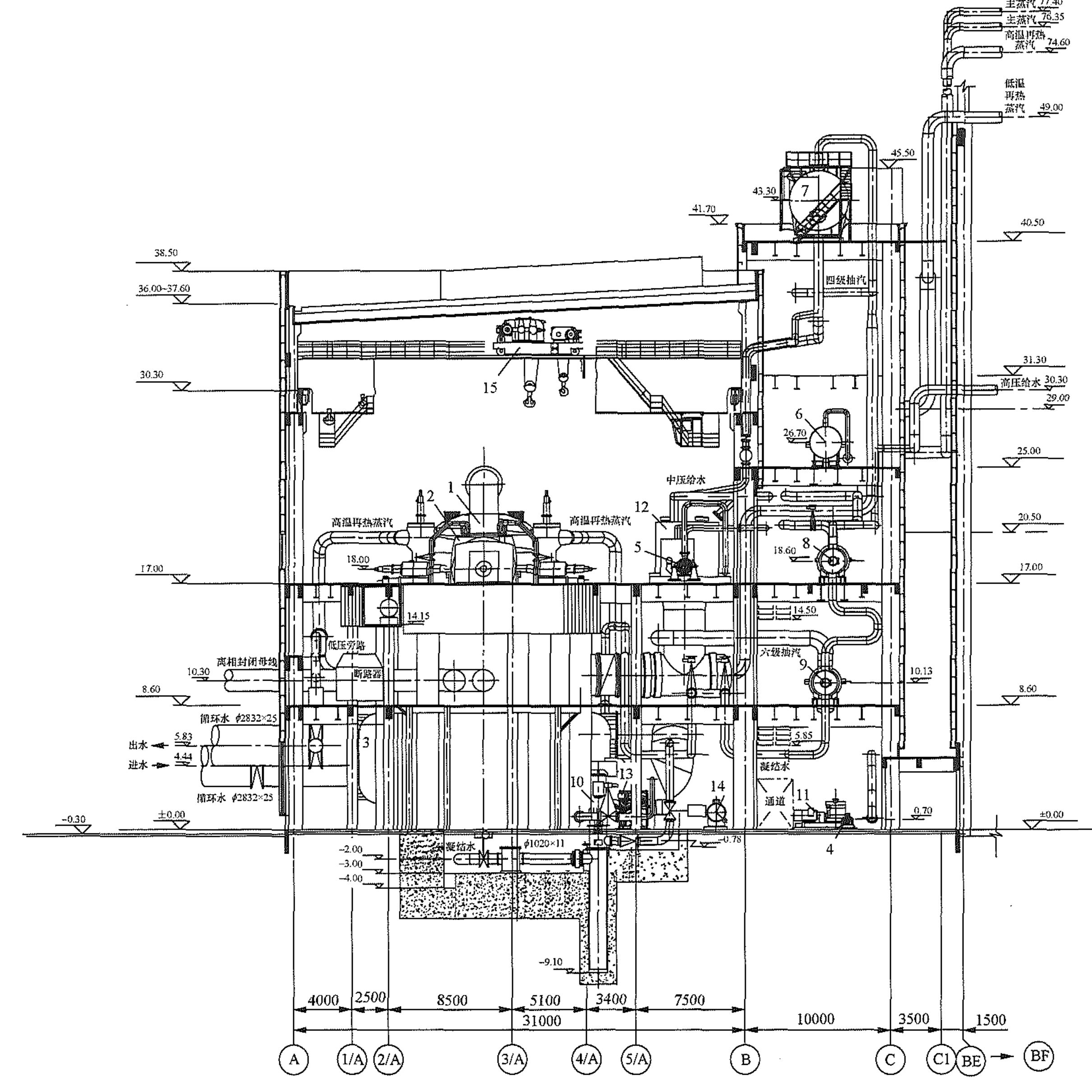


图 23-68　某 1000MW 级一次再热三列式机组汽机岛主厂房横断面布置图

1—汽轮机；2—发电机；3—凝汽器；4—加热器疏水泵；5—电动给水泵；6—3 号高压加热器；7—除氧器；8—5 号低压加热器；9—6 号低压加热器；10—凝结水泵；11—真空泵；12—给水泵汽轮机；13—轴封加热器；14—疏水冷却器；15—行车

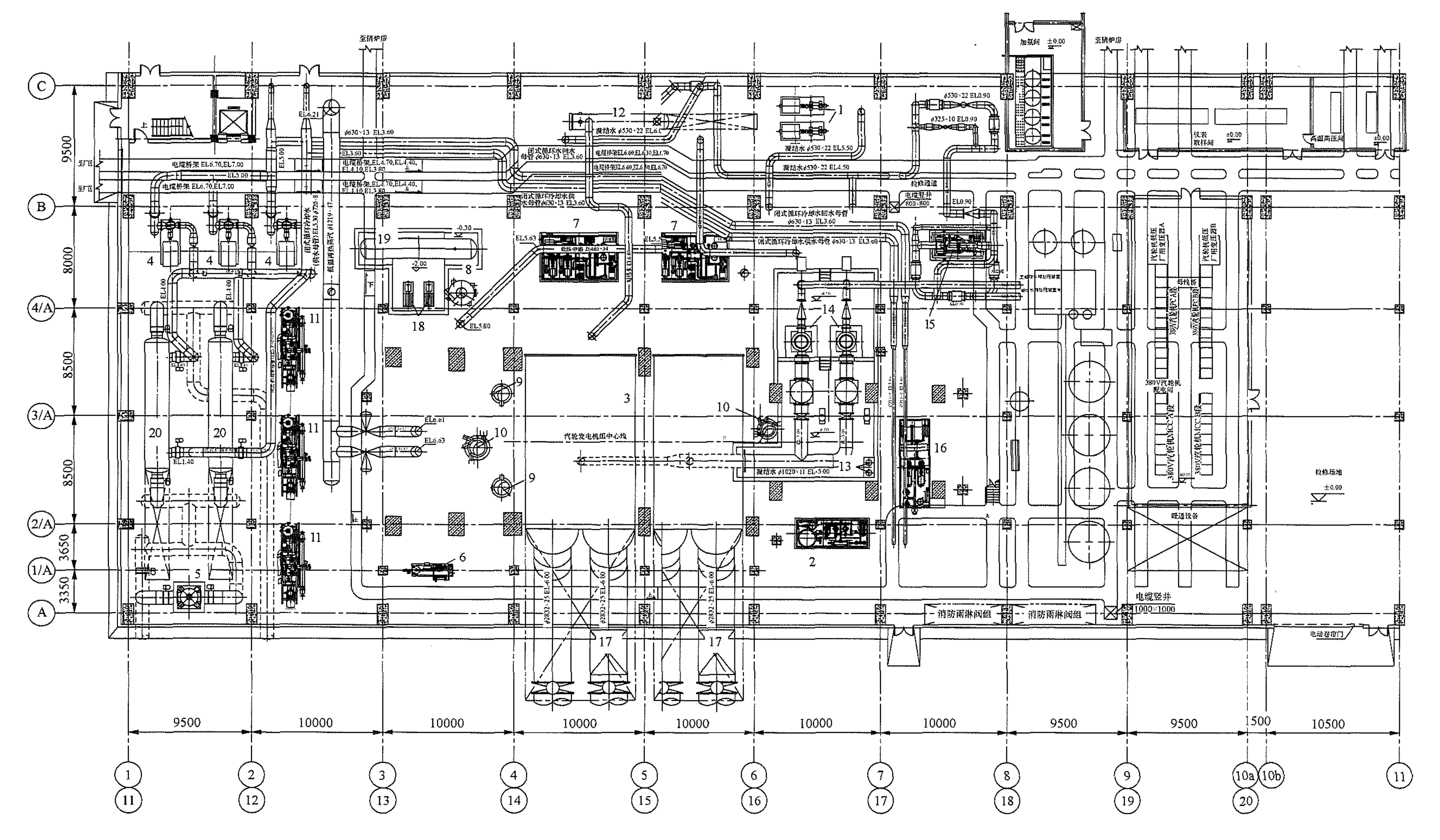


图 23-69 某1000M级一次再热四列式机组汽机岛主厂房底层布置图

1—加热器疏水泵；2—发电机密封油装置；3—凝汽器；4—式循环冷却水泵；5—电动滤水器；6—凝汽器水室真空泵；7—给水泵汽轮机油净化装置；8—清洁水疏水扩容器；9—本体疏水立管；10—系统疏水管；11—真空泵；12—疏水冷却器；13—排污水泵；14—凝结水泵；15—轴封加热器；16—发电机定子冷却水装置；17—胶球收集還；18—清洁水疏水泵；19—清洁水疏水箱；20—闭式循环冷却水热交换器

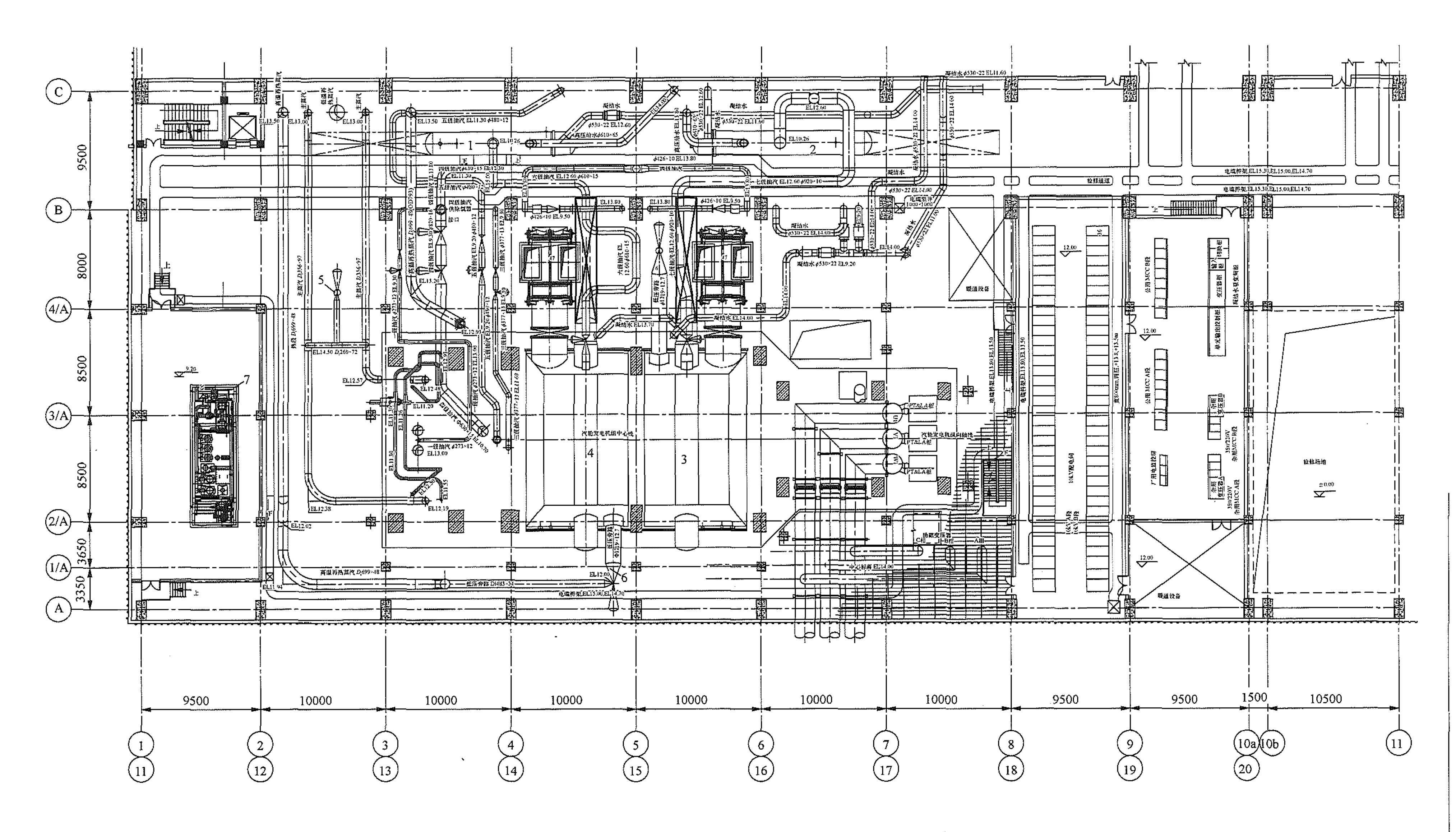


图 23-70　某1000MW级一次再热四列式机组汽机岛主厂房中间层布置图

1—6号低压加热器；2—7号低压加热器；3—8号低压加热器；4—9号低压加热器；5—高压旁路装置；6—低压旁路装置；7—主油箱

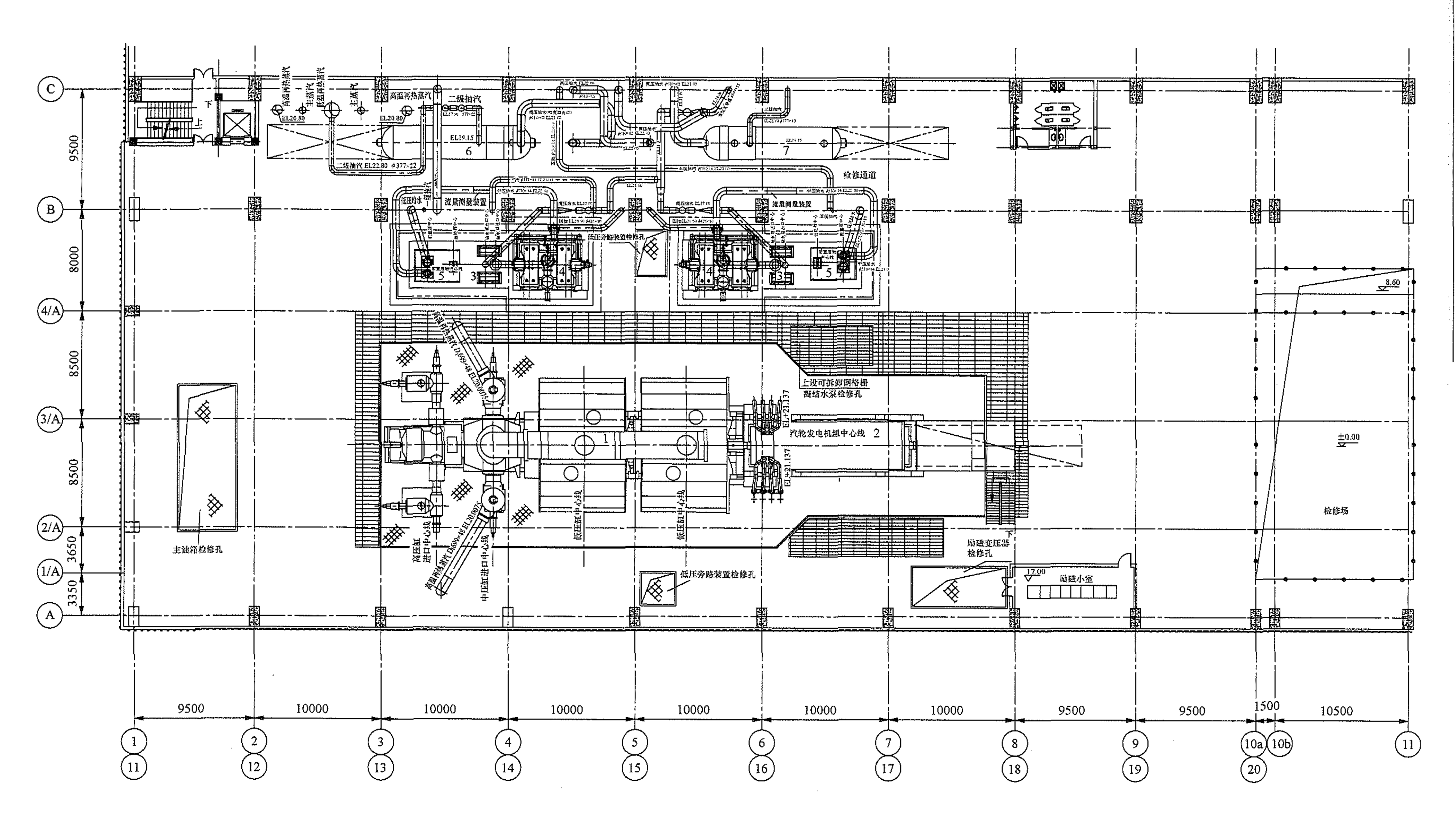


图 23-71　某1000MW级一次再热四列式机组汽机岛主厂房运转层布置图

1—汽轮机；2—发电机；3—汽动给水泵；4—给水泵汽轮机；5—汽动给水泵前置泵；6—2号高压加热器；7—3号高压加热器

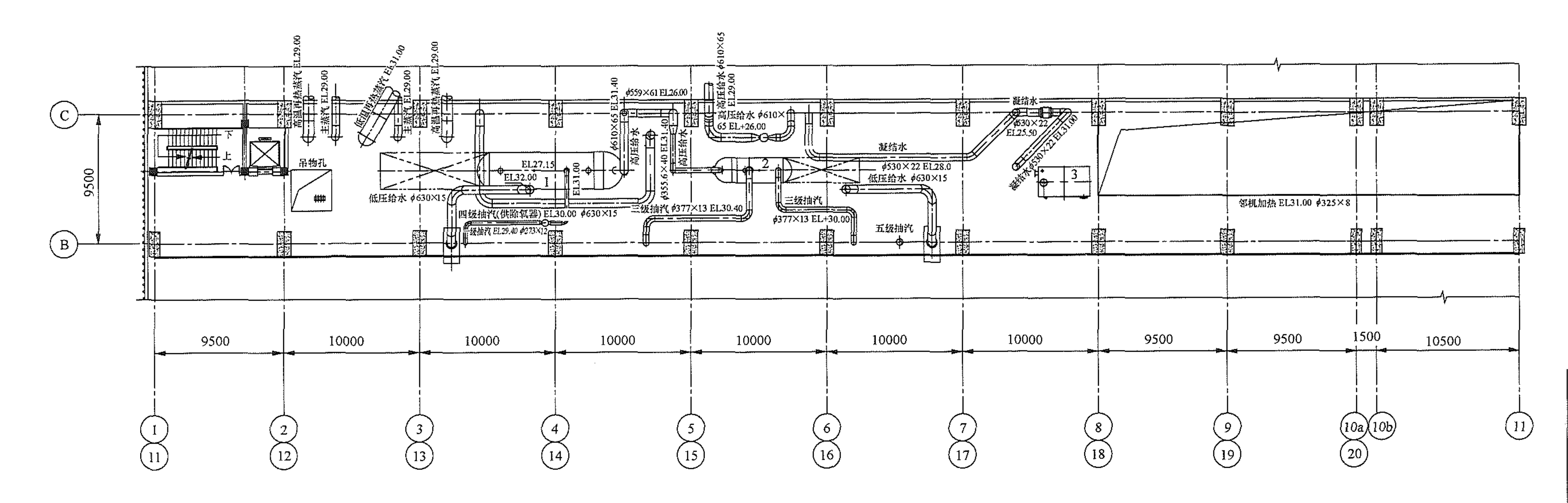


图 23-72　某1000MW级一次再热四列式机组汽机岛主厂房25.00m层布置图

1—1号高压加热器；2—3号高压加热器外置式蒸汽冷却器；3—闭式循环冷却水膨胀水箱

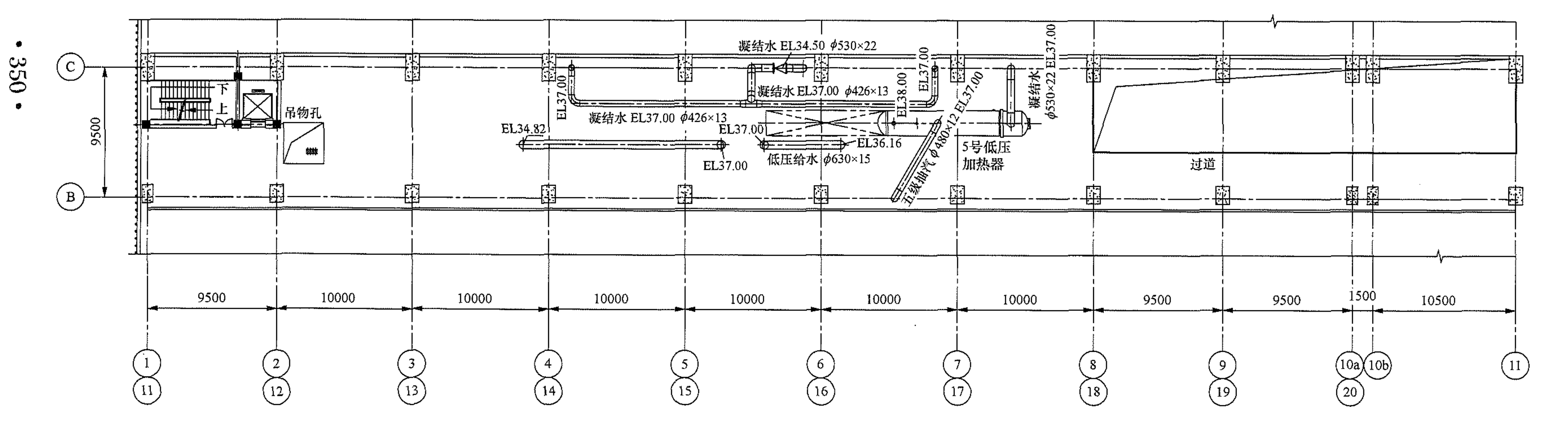


图 23-73　某1000MW级一次再热四列式机组汽机岛主厂房34.00m层布置图

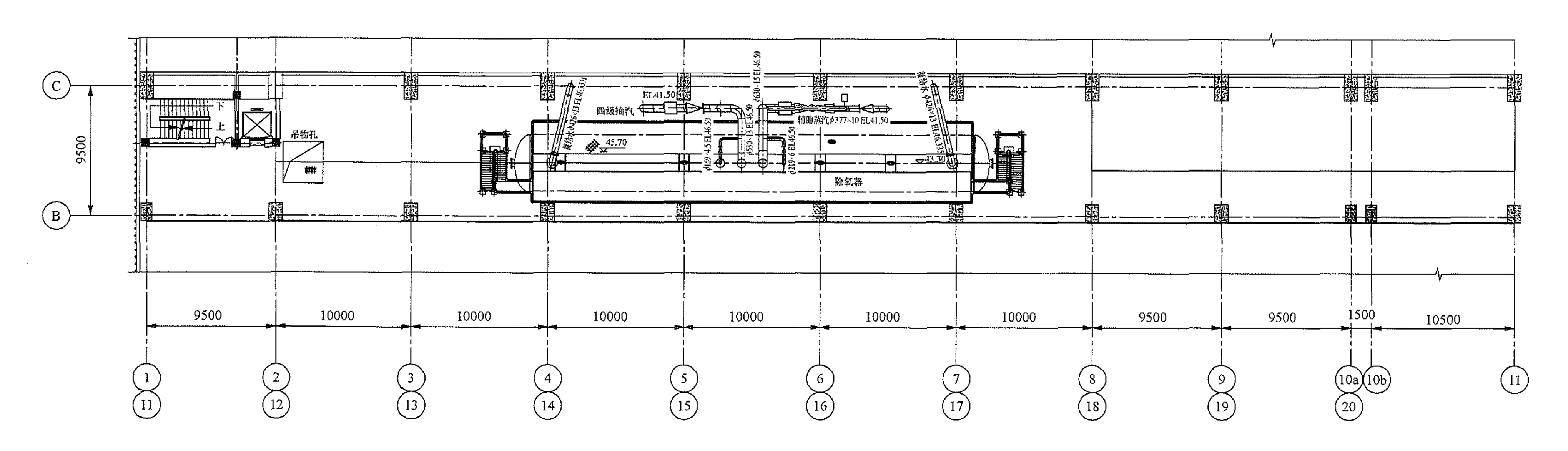


图 23-74　某1000MW级一次再热四列式机组汽机岛主厂房40.50m层布置图

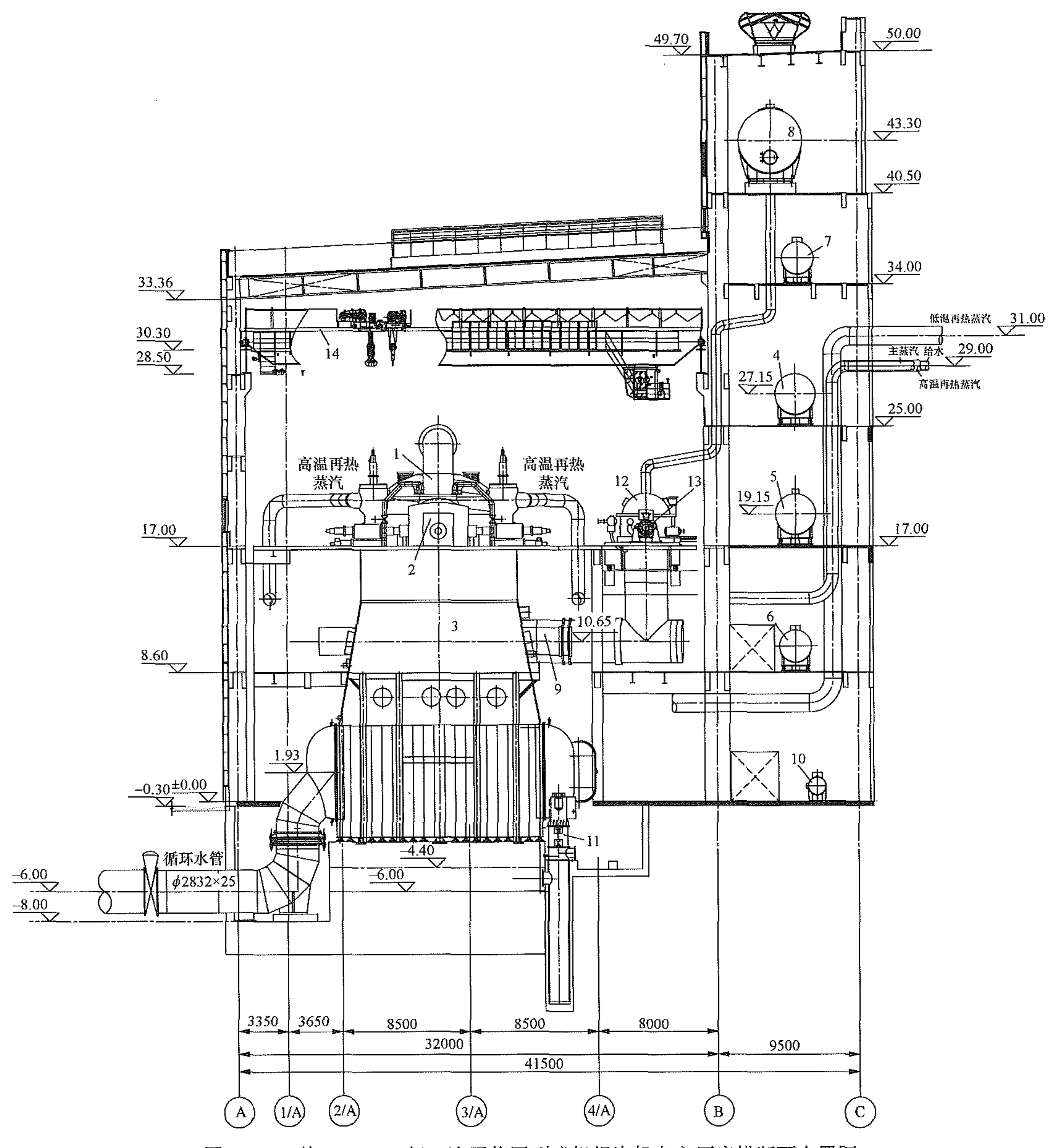


图 23-75　某 1000MW 级一次再热四列式机组汽机岛主厂房横断面布置图

1—汽轮机；2—发电机；3—凝汽器；4—3 号高压加热器外置式蒸汽冷却器；5—3 号高压加热器；6—7 号低压加热器；7—5 号低压加热器；8—除氧器；9—8 号低压加热器；10—疏水冷却器；11—凝结水泵；12—给水泵汽轮机；13—汽动给水泵；14—行车

二、1000MW 级二次再热机组汽机岛主厂房典型布置

1000MW 级二次再热机组典型的主厂房布置形式主要有三列式（侧煤仓）和四列式。国内部分 1000MW 级二次再热机组汽机岛主厂房尺寸见表 23-6。

表 23-6　　　　**国内部分 1000MW 级二次再热机组汽机岛主厂房尺寸**

项　　目	A 电厂	B 电厂	C 电厂
机组类型	超超临界	超超临界	超超临界
厂房结构类型	钢结构	钢筋混凝土	钢筋混凝土
厂房排列形式	四列式、前煤仓	三列式、侧煤仓	四列式、前煤仓

续表

项　　目		A电厂	B电厂	C电厂
主厂房柱距（m）		10.00/9.50	10.00/8.50/7.50	11.00/10.00
汽机房	跨距（m）	34.00	31.00	34.00
	汽轮机中心至A列柱中心距（m）	15.00	14.00	15.00
	中间层标高（m）	8.60	7.10	8.60
	运转层标高（m）	17.00	15.50	17.00
	吊车轨顶标高（m）	30.80	28.10	30.70
	屋架下弦标高（m）	38.95	31.10	38.95
	厂房长度（m）（2台机组）	220.40	196.00	212.40
除氧间	跨距（m）	10.00	10.00	10.00
	加热器层标高（m）	17.00/25.00	23.00	17.00/25.00
	除氧层标高（m）	34.50	30.00	40.50

［案例23-11］1000MW级二次再热机组主厂房典型布置

某1000MW级二次再热四列式机组为扩建工程，扩建方向为右扩建。汽机房采用9.00m和10.00m不等柱距设计，3号机组占11档，4台机组占10档，2台机组中间留1档11.00m的检修场地和1.40m的伸缩缝，2台机组共22档，汽机房总长为220.40m。汽机岛主厂房采用钢结构。

1. 汽机房

汽机房跨距为34.00m，汽轮发电机组中心距A列柱15.00m。汽轮发电机组为纵向顺列布置，汽轮机机头朝向固定端，汽机房运转层采用大平台布置，2台机组中间设有检修场地。汽机房行车轨顶标高为30.80m，屋架下弦标高为38.95m。汽轮发电机和给水泵汽轮机均采用弹簧基座。

汽机房分3层，即底层（±0.00m）、中间层（8.60m）和运转层（17.00m）。

（1）底层（±0.00m）。在汽轮机机头端布置有真空泵、闭式循环冷却水热交换器、电动滤水器、清洁水疏水扩容器、清洁水疏水箱和清洁水疏水泵等，在发电机端布置有化学水精处理装置、380V电气配电间、轴封加热器、发电机密封油装置、发电机定子冷却水装置、凝结水泵和疏水冷却器等。汽轮发电机基座柱网内，与汽轮机低压缸相对应的下部布置凝汽器，凝汽器与汽轮发电机组呈横向布置，凝汽器的循环水管从A列柱进出，凝汽器抽管朝向A列，循环水进、出水管道上的蝶阀和胶球收集装置布置在A列内。给水泵汽轮机油净化装置布置在凝汽器后水室处。3号机组第1跨布置空气压缩机设备，1台储油箱布置在2台机组中间。汽机岛主厂房底层布置如图23-76所示。

（2）中间层（8.60m）。主要是管道层，除管道和阀门外，在汽轮机机头端布置有主油箱，在发电机端布置有6kV配电间、10kV配电间、暖通设备、电气励磁变压器和封闭母线等，9号低压加热器和10号低压加热器分别布置在凝汽器喉部，抽芯朝向A列。2个低压旁路装置分别布置在凝汽器两侧，给水泵汽轮机排汽口下部布置相应的排汽管道和蝶阀。汽机岛主厂房中间层布置如图23-77所示。

（3）运转层（17.00m）。该层为大平台结构，布置有汽轮发电机组和汽动给水泵组，汽轮发电机组纵向布置。2台汽动给水泵对称布置在近B列柱侧，排汽向下进入凝汽器。汽机岛主厂房运转层布置如图23-78所示。

2. 除氧间

除氧间的跨距为10.00m，柱距和纵向长度与汽机房一致。除氧间共分为6层，即底层（±0.00m）、中间层（8.60m）、运转层（17.00m）、25.00m层、32.80m层和除氧层（40.80m）。

（1）底层（±0.00m）。从固定端向扩建端方向，分别布置闭式循环冷却水泵、加热器疏水泵、加热器疏水泵变频间和凝结水泵变频间，在2台机组中间布置公用的化学加药间和凝结水精处理再生装置，如图23-76所示。

（2）中间层（8.60m）。从固定端向扩建端方向，分别布置7号低压加热器和8号低压加热器，如图23-77所示。

（3）运转层（17.00m）。从固定端向扩建端方向，分别布置2台2号高压加热器和2台3号高压加热器，如图23-78所示。

（4）25.00m层。从固定端向扩建端方向，分别布置闭式循环冷却水膨胀水箱、2台1号高压加热器和2台4号高压加热器，如图23-79所示。

（5）32.80m层。从固定端向扩建端方向，分别布置2号高压加热器外置式蒸汽冷却器、4号高压加热器外置式蒸汽冷却器和6号低压加热器，如图23-80所示。

（6）除氧层（40.80m）。布置有除氧器，如图23-81所示。

汽机岛主厂房横断面布置如图23-82所示。

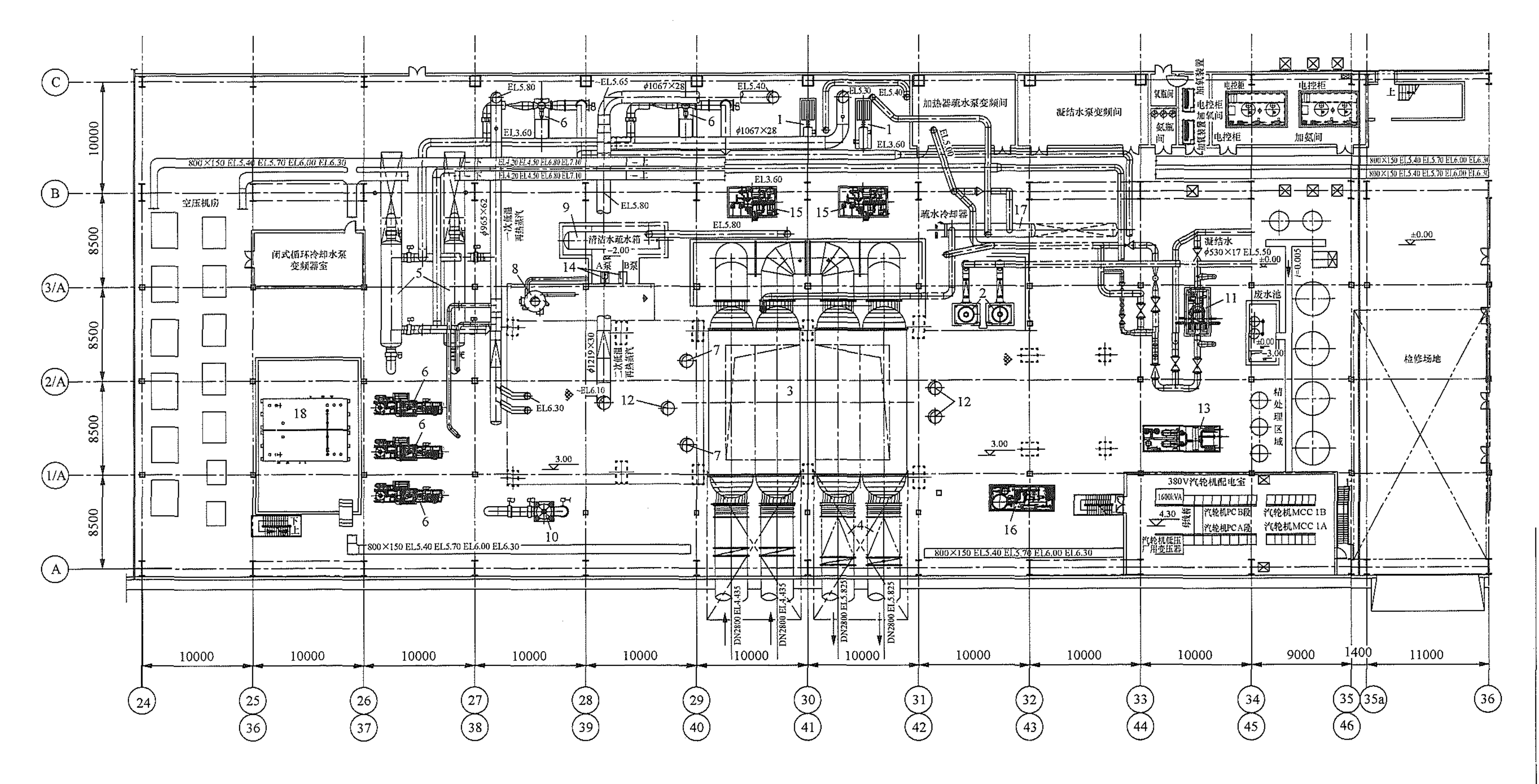


图 23-76　某1000MW级二次再热机组四列式汽机岛主厂房底层布置图

1—加热器疏水泵；2—凝结水泵；3—凝汽器；4—胶球收集装置；5—闭式循环冷却水热交换器；6—闭式循环冷却水泵；7—本体疏水立管；8—清洁水疏水扩容器；9—清洁水疏水水箱；10—电动滤水器；11—轴封加热器；12—系统疏水立管；13—发电机定子冷却水装置；14—清洁水疏水泵；15—给水泵汽轮机油净化装置；16—发电机密封油装置；17—疏水冷却器；18—储油箱

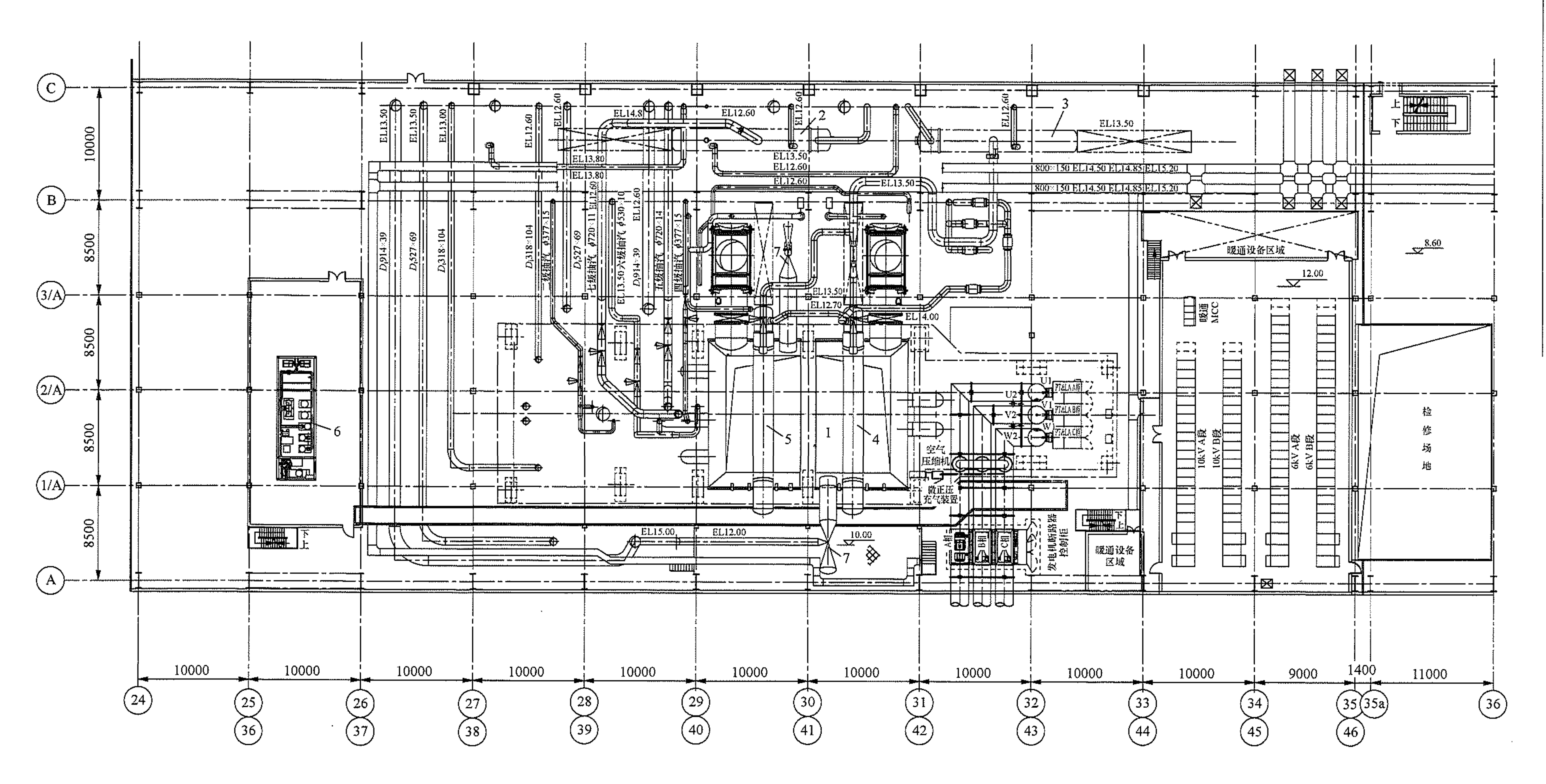


图 23-77　某1000MW级二次再热机组四列式汽机岛主厂房中间层布置图

1—凝汽器；2—7号低压加热器；3—8号低压加热器；4—9号低压加热器；5—10号低压加热器；6—主油箱；7—低压旁路装置

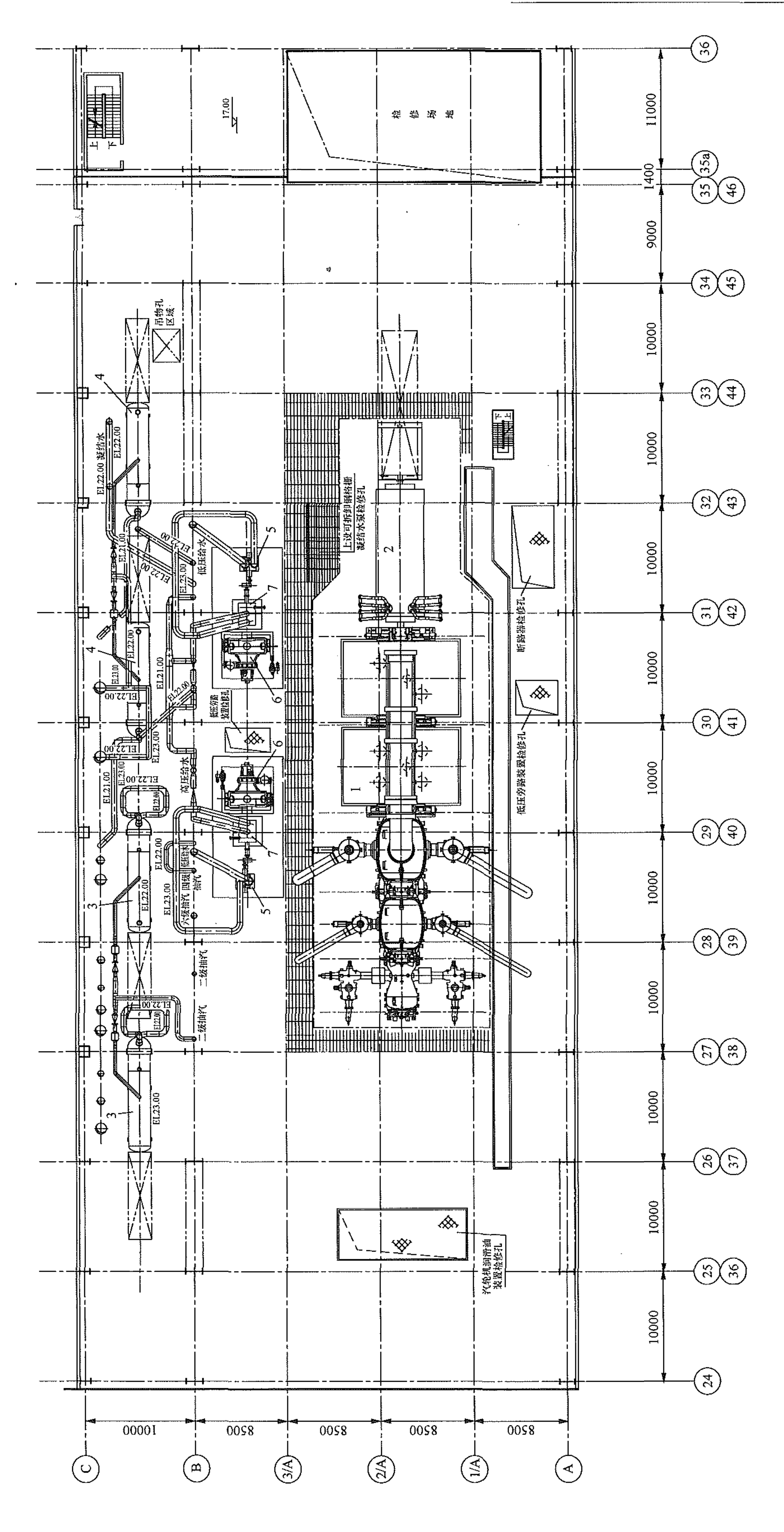


图 23-78　某1000MW级二次再热机组四列式汽机岛主厂房运转层布置图

1—汽轮机；2—发电机；3—2号高压加热器；4—3号高压加热器；5—汽动给水泵前置泵；
6—给水泵汽轮机；7—汽动给水泵

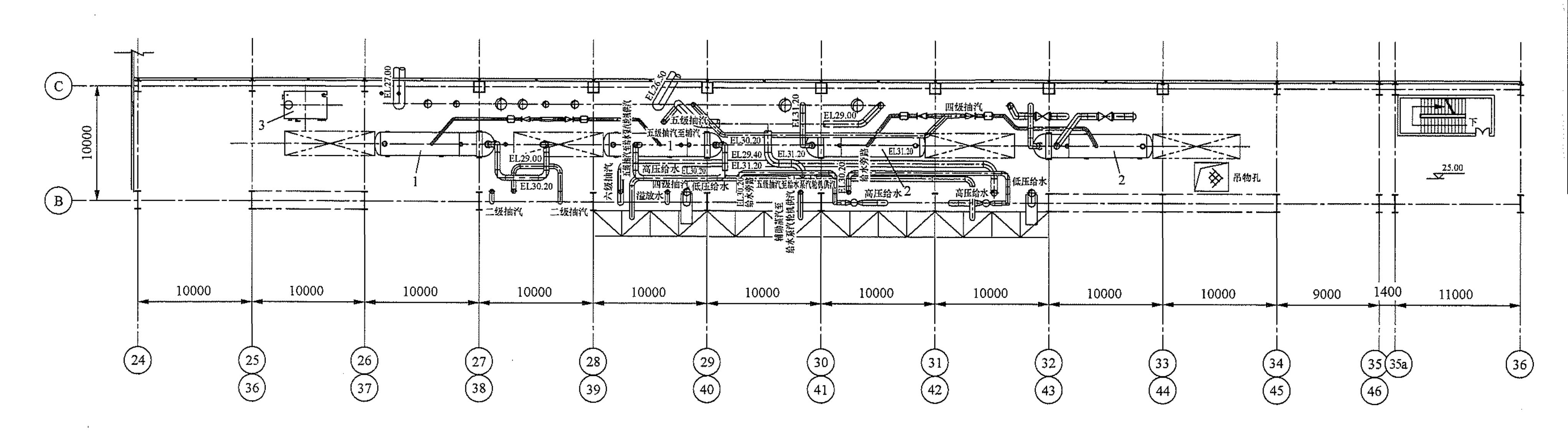


图 23-79　某1000MW级二次再热机组四列式汽机岛主厂房25.00m层布置图

1—4号高压加热器；2—4号高压加热器；3—闭式循环冷却水膨胀水箱

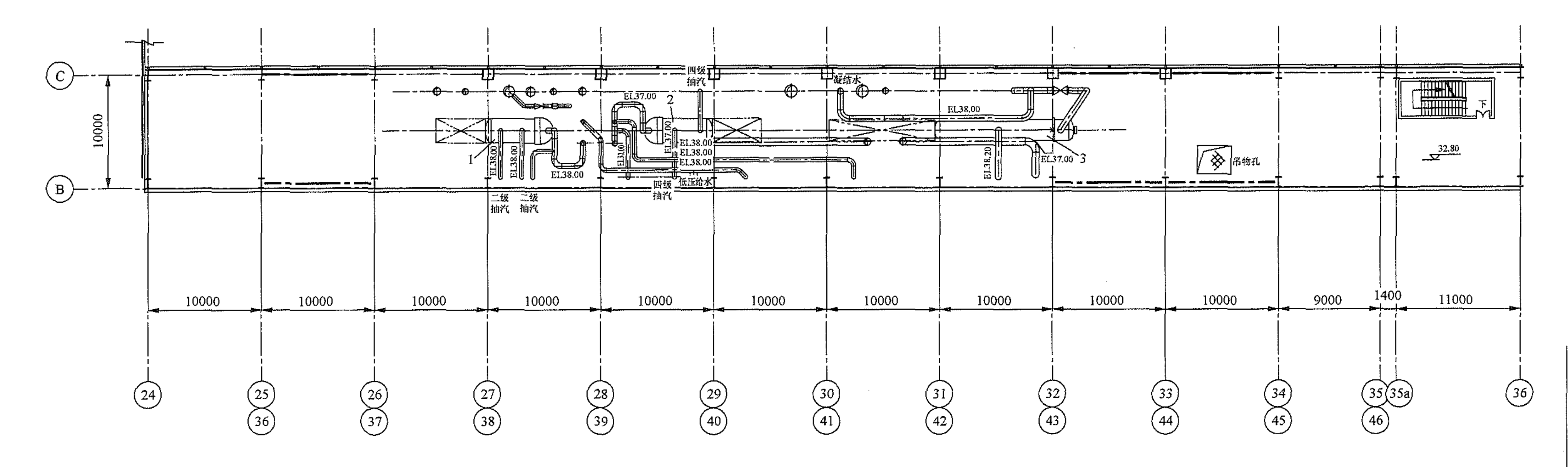


图 23-80 某1000MW级二次再热机组四列式汽机岛主厂房32.80m层布置图

1—4号高压加热器外置式蒸汽冷却器；2—2号高压加热器外置式蒸汽冷却器；3—6号低压加热器

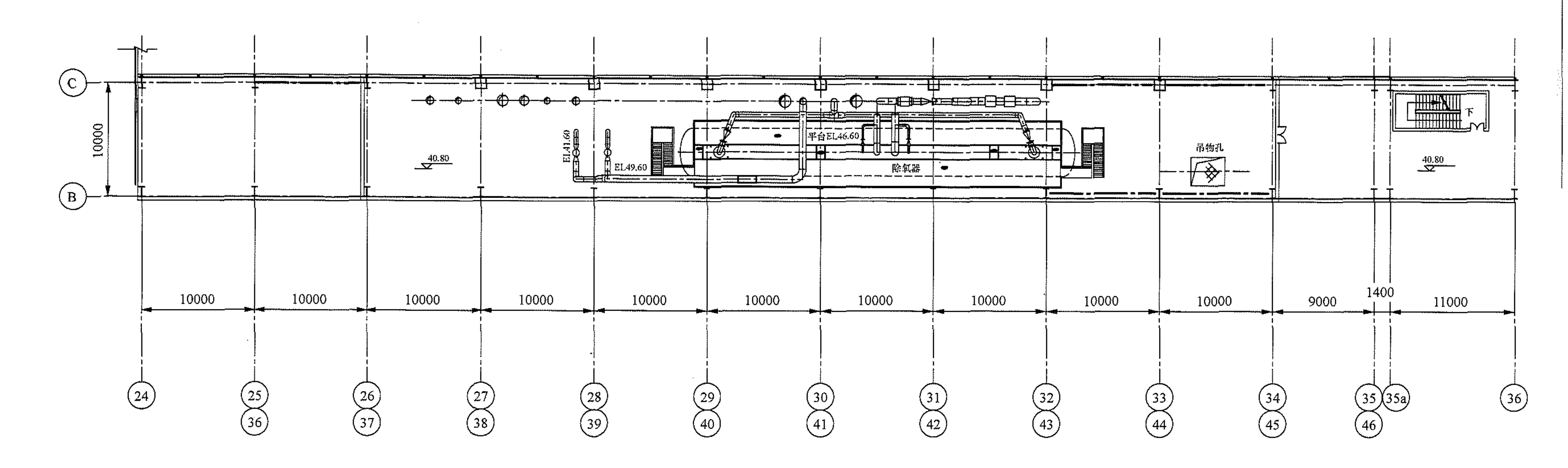


图 23-81　某1000MW级二次再热机组四列式汽机岛主厂房40.80m层布置图

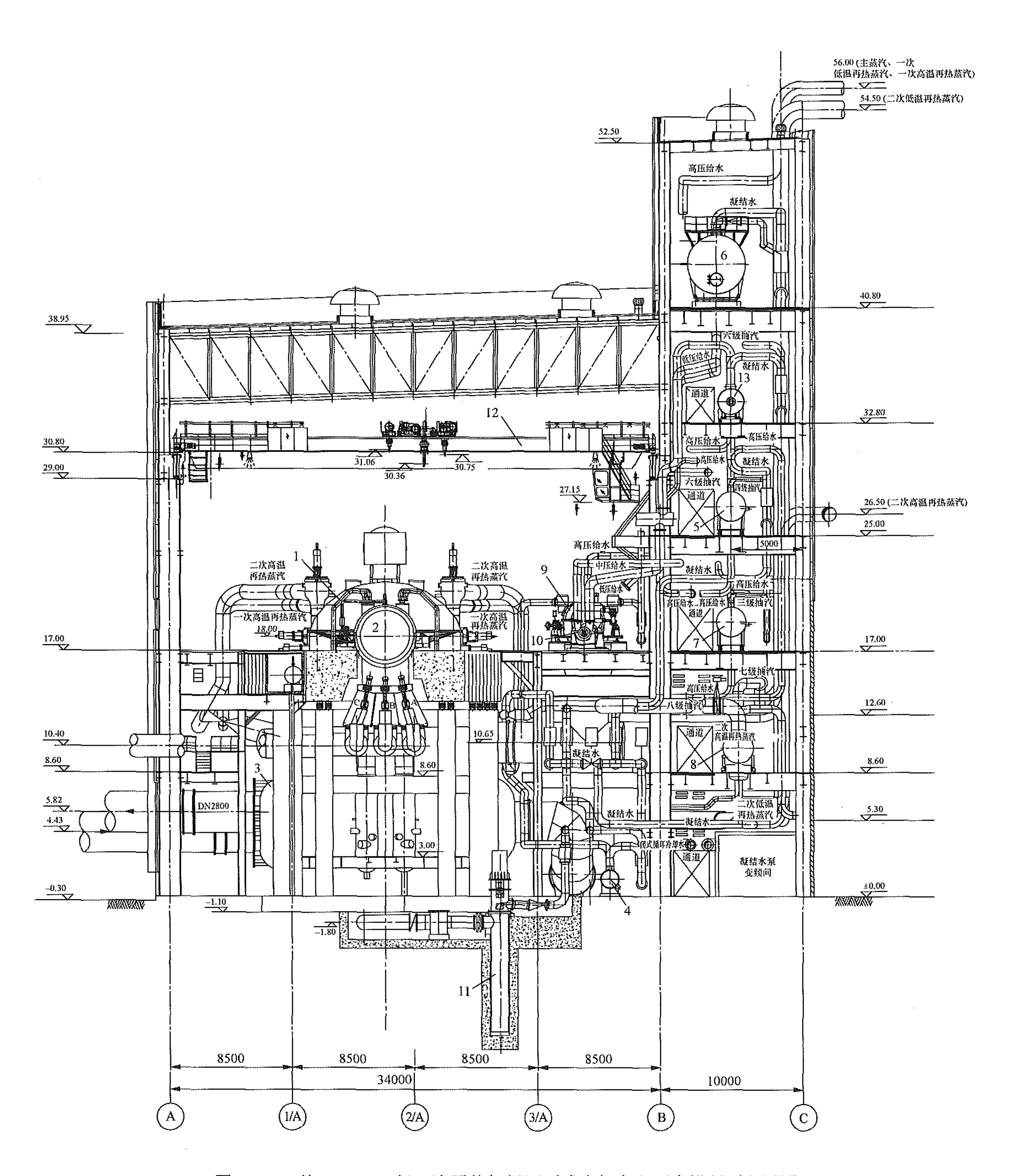


图 23-82　某 1000MW 级二次再热机组四列式汽机岛主厂房横断面布置图

1—汽轮机；2—发电机；3—凝汽器；4—疏水冷却器；5—4 号高压加热器外置式蒸汽冷却器；6—除氧器；7—3 号高压加热器；8—8 号低压加热器；9—给水泵汽轮机；10—汽动给水泵前置泵；11—凝结水泵；12—行车；13—6 号低压加热器

第二十四章

热网首站布置

第一节　热网首站总体布置原则

一、热网首站厂房布置原则

（一）热网首站总体布置

热网系统设备宜采用集中布置方式，热网首站布置应根据热电厂总体规划及建设工期、供热规划等外部条件，统一考虑热网首站厂房的建设规模及扩建条件。

热网首站厂房建设规模主要与外部供热总体规划和电厂的建设工期、规划容量等有关。如果外部供热总体规划对该热源点要求的供热负荷较大，而该热电厂需经过一、二期建设完成后，方可满足外部供热总体规划的要求，在这种情况下热网首站厂房可一次建成或预留扩建条件，站内设备宜分期分批安装。

热网首站布置位置的选择需要综合考虑凝汽器、电气设备、检修通道、厂外热网循环水管道接口位置及扩建和预留的方案确定。热网首站设备的布置需要满足设备安装、运行和检修的要求。

热电联产机组热网首站宜布置在汽机房的 A 列外，通过技术经济比较合理时，也可布置在主厂房固定端或汽机房内。热网首站设备的布置应紧凑合理，有效利用热网首站容积，使设备之间的管道连接短捷、整齐。

热网首站厂房宜采用底层、中间层和顶层的三层布置方式，也可采用底层和顶层的两层布置方式。当热网首站与汽机房相邻布置时，热网首站的顶层宜与汽机房运转层标高一致；在满足热网系统设备检修要求的前提下，热网首站中间层宜与汽机房中间层标高一致。

（二）热网首站设备布置

以热电联产机组供热抽汽作为热源的大型热网首站，均采用汽-水间接换热方式，蒸汽产生的疏水一般经热网首站收集后送回热电联产机组的回热系统。在这种情况下，转动类设备、热网循环水滤水器等设备布置在热网首站的底层，而热网加热器布置在顶层；设置中间层可以使热网加热器的蒸汽疏水能够靠自流方式进入疏水箱，也可为热网疏水泵提供一定的安装汽蚀余量，同时中间层可以作为管道层布置热网加热蒸汽管道、热网疏水管道等。

1. 热网加热器的布置

热网加热器的布置应符合下列规定：

（1）热网加热器宜布置在热网首站的顶层。

（2）热网加热器的布置应满足设备安装、运行、检修维护及管道布置所需空间的要求。

2. 热网补水除氧器的布置

热网补水除氧器的布置应符合下列规定：

（1）热网补水除氧器宜布置在热网首站的顶层，也可布置在主厂房内。

（2）热网补水除氧器的布置高度应满足热网补水泵入口必需汽蚀余量或静压补水压力的要求。

3. 热网疏水箱的布置

热网疏水箱的布置应符合下列规定：

（1）热网疏水箱宜布置在热网首站的中间层，且应满足热网疏水泵入口必需汽蚀余量的要求。

（2）当热网首站采用两层布置方式时，热网疏水箱宜布置在底层，且应满足热网疏水泵入口必需汽蚀余量的要求。

4. 热网系统转动类设备的布置

热网循环水泵、热网疏水泵及热网补水泵的布置应符合下列规定：

（1）热网系统转动类设备宜布置在热网首站的底层，相同设备宜集中布置。热网疏水泵宜靠近热网疏水箱布置，热网补水泵宜靠近热网补水除氧器布置。

（2）转动类设备的布置应满足安装、运行、检修、维护及相关管道布置所需空间的要求。

采用汽轮机驱动热网循环水泵时，相关设备的布置应符合下列规定：

（1）热网循环水泵汽轮机与泵组宜布置在热网首站的底层。

（2）热网循环水泵汽轮机的轴封装置、疏水装置及润滑油系统集装装置宜布置在热网首站的底层，也可采用地下或半地下方式布置。

5. 其他设备的布置

热网循环水滤水器、热网事故疏水扩容器宜布置在热网首站的底层。热网循环水滤水器宜靠近热网循环水泵入口布置，热网事故疏水扩容器宜靠近热网首站外墙布置。

热网首站底层应设置集水坑，集水坑内设置排水泵。当热网首站与主厂房循环水管坑邻近时，热网首站集水坑也可与主厂房循环水管坑中的集水坑合并，不再单独设置。

二、热网系统管道布置

在满足工艺流程要求的前提下，应结合热网首站厂房设备布置及建筑结构等情况进行热网系统管道布置。

在热电联产机组范围内的供热管道（包括热网加热蒸汽管道、热网疏水管道、热网补水管道及热网循环水管道等）宜采用地上架空布置方式，如有必要，热网循环水管道也可采用地下直埋的布置方式。在热网首站内检修起吊孔周围布置管道时，应满足检修起吊所需的空间要求；在设备内部部件检修抽出区域、法兰拆卸区域内不应布置管道。热网系统泵入口管道的布置应满足泵必需汽蚀余量的要求。热网系统管道采用架空布置方式时，应预留必要的操作人行通道及检修维护通道，操作人行通道的宽度不宜小于0.8m。

直埋热网循环水管道应符合下列规定：

（1）当热网循环水管道采用地下敷设时，宜采用直埋敷设，直埋热网循环水管道的设计应满足CJJ/T 81—2013《城镇供热直埋热水管道技术规程》的要求。

（2）室外直埋供热管道的埋深应在冻土层深度以下，无法实现时应有可靠的防冻保护措施。

（3）当管道上设有补偿器、阀门及其他需要检修维护的管件时，应设置检修维护井，检修维护井的设计应符合安全要求，井内应留有宽度不小于0.5m的检修空间。

（4）大口径薄壁管道（如热网循环水管道）采用直埋敷设时，应核算管道竖向稳定性。核算方法应按照CJJ/T 81—2013《城镇供热直埋热水管道技术规程》中5.6的有关要求进行。

（5）直埋热网循环水管道的坡度不宜小于0.2%，管道高处宜设置放气阀，低处宜设置放水阀。

（6）如果在直埋热网循环水管道变径或壁厚变化处设置补偿器或固定支架等，补偿器及固定支架应设置在管径较大或壁厚较厚的一侧。

热网系统管道附件的布置应符合下列规定：

（1）当离心泵入口与连接管道规格不一致，并且入口管道为水平布置时，泵入口的管道应采用偏心异径管。当泵入口管道由下向上水平接入泵时，应采用偏心向下布置；当泵入口管道由上向下水平接入泵时，应采用偏心向上布置。

（2）当架空管道上装有阀门时，如操作、检修人员无法实现操作、检修，应在阀门周围设置检修维护平台。

在满足空间及其他要求的条件下，热网系统管道宜采用自然补偿来补偿管道的自身热膨胀；在条件受限的情况下，也可以设置补偿器。

第二节 热网首站典型布置

一、主厂房A列外布置方案

热网首站合并布置在两台机组中间或分开布置在两台机组一侧，汽机房A列外的位置。两台机组热网加热蒸汽管道从汽轮机供热抽汽接口引至A列外，分别进入热网首站。采用该方案，热网首站与主厂房距离较近，并且两台机组设备管道布置连接方便，是热网首站主要采用的一种布置方式。

（一）典型布置案例一

某2×350MW超临界间接空冷热电联产机组，单台机组最大供热抽汽能力为550t/h，供热抽汽参数为0.4MPa、258℃，热网疏水经过除铁后回收至除氧器，两台机组最大供热能力约为655MW。

该工程热网加热蒸汽采用单元制，热网加热蒸汽来自汽轮机中压缸尾部抽汽即五级抽汽，每台机组设置2台管式热网加热器；热网循环水系统共设置4台热网循环水泵，不设备用；热网疏水系统采用单元制，供热期运行初期或因故疏水品质不合格时，热网疏水通过疏水冷却器回收至凝汽器。如果疏水品质合格，则通过疏水泵经过化学除铁器后回收至除氧器，热网疏水泵采用变频调节；每台机组配置3台50%容量的热网疏水泵，2台泵运行，1台泵备用。全厂2台机组共用1台大气式热网补水除氧器，设置2台100%容量的变频调节热网补水泵，1台泵运行，1台泵备用，热网补水泵将化学软化水补充至热网循环水回水母管中。

该工程热网首站采用主厂房A列外的布置方案，2台机组热网首站合并布置，位于2台机组中间，其热网首站及汽机房各层布置如图24-1～图24-3所示。

（二）典型布置案例二

某2×350MW超临界湿冷热电联产机组，热网加热蒸汽采用单元制，热网加热蒸汽来自汽轮机中压缸尾部抽汽。每台机组配置2台板式热网加热器。单台

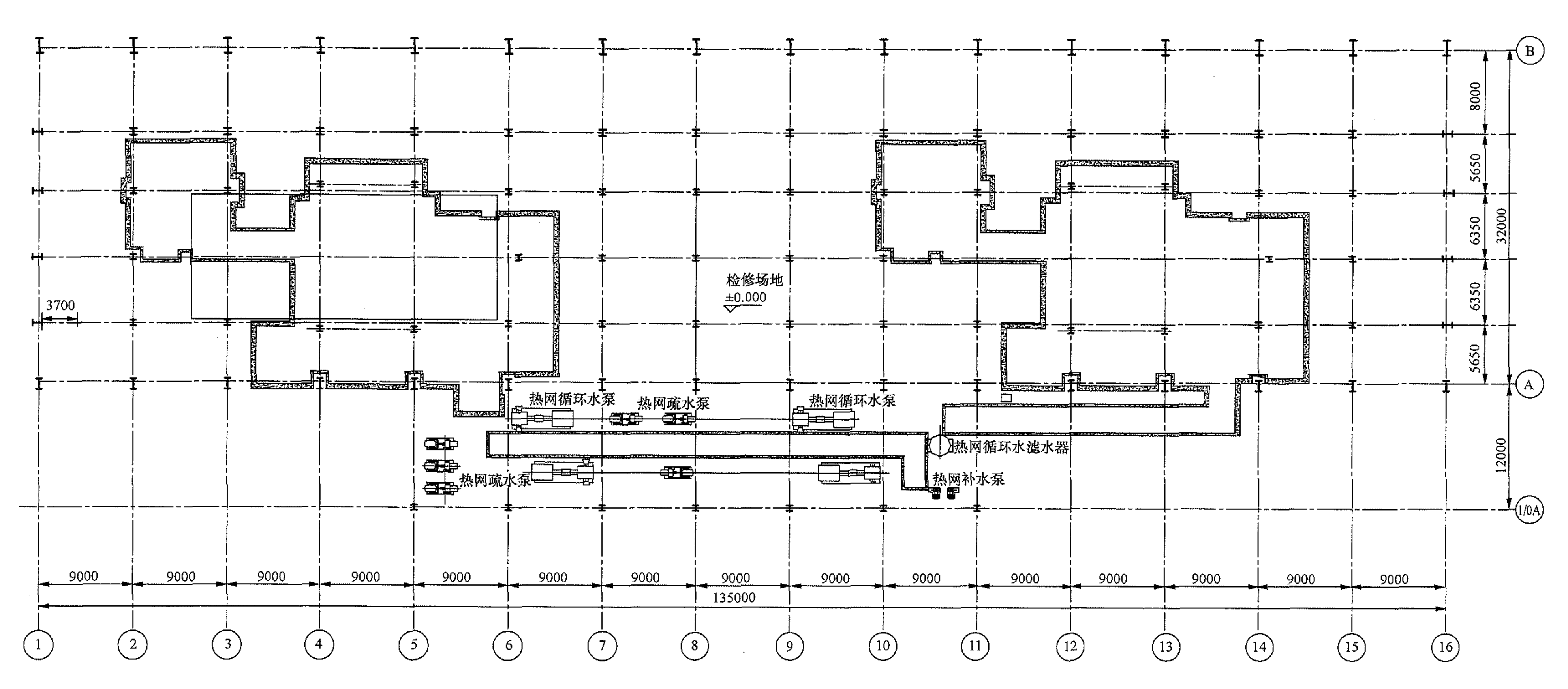


图 24-1　某2×350MW超临界间接空冷热电联产机组汽机房及热网首站底层平面布置图

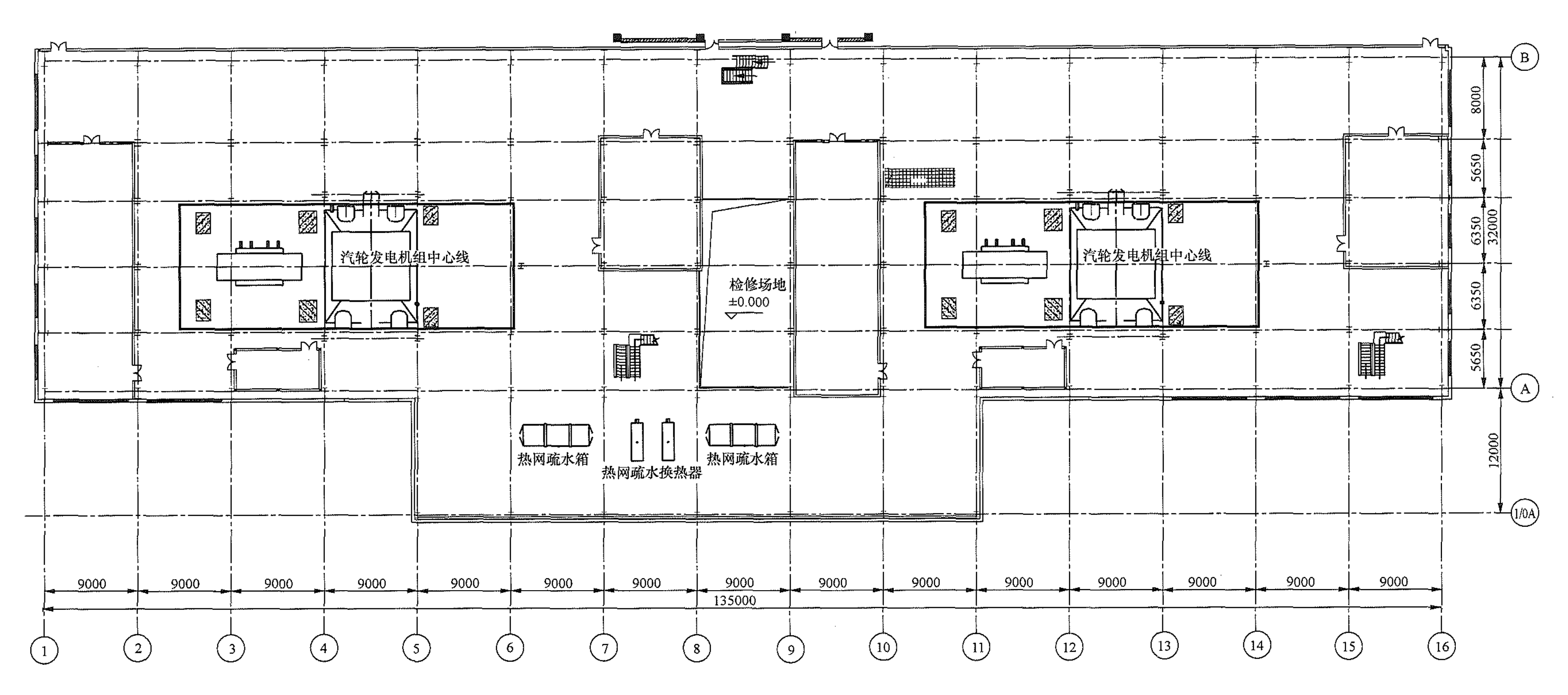


图 24-2　某2×350MW超临界间接空冷热电联产机组汽机房及热网首站中间层平面布置图

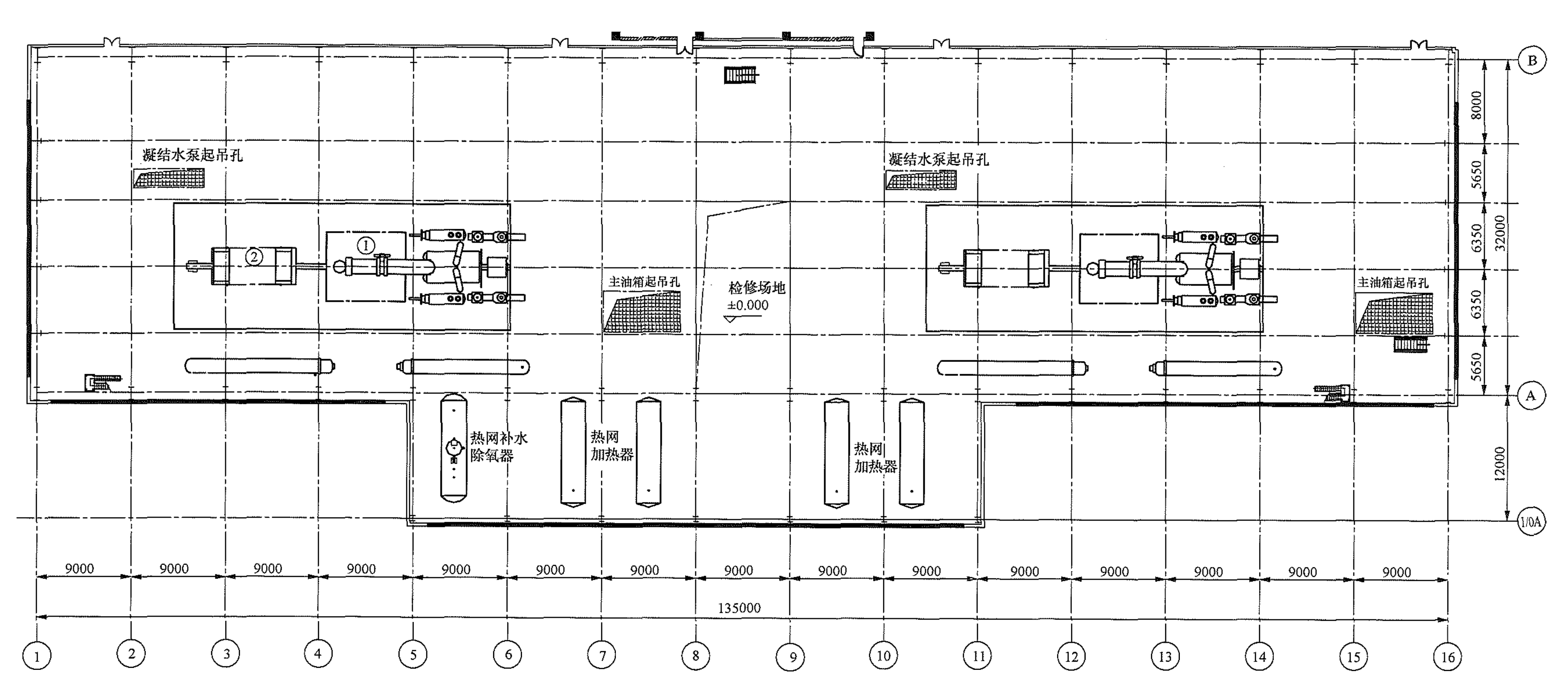


图 24-3　某2×350MW超临界间接空冷热电联产机组汽机房及热网首站运转层平面布置图

机组最大供热抽汽量约为600t/h。工业抽汽从三级抽汽管道引出至工业蒸汽母管。热网循环水系统采用单元制，在热网循环水供回水管道上采用连通管连接。每台机组设置 3 台热网循环水泵；热网疏水系统采用单元制，每台机组设置用 3 台 50%容量的热网疏水泵，2 台泵运行，1 台泵备用，热网疏水泵采用变频调节。全厂 2 台机组配置 1 台热网补水除氧器，每台机组设置 2 台热网补水泵，1 台泵运行，1 台泵备用。

该工程热网首站采用主厂房 A 列外的布置方案，2 台机组热网首站分开布置，其热网首站及汽机房各层布置如图 24-4～图 24-6 所示。

二、主厂房固定端布置方案

当热网首站受到空冷岛、电气设备或道路等条件限制无法布置在主厂房 A 列外时，也可以在汽机房固定端单独设置一档布置。该方案热网首站各层标高应与汽机房保持一致，检修通道宜与汽机房保持贯通，方便设备检修维护。

（一）典型布置案例一

某 2×350MW 超临界直接空冷热电联产机组，热网加热蒸汽采用单元制，供热抽汽来自汽轮机中压缸尾部抽汽即五级抽汽；每台机组设置 2 台管式热网加热器，单台机组最大供热抽汽能力约为 550t/h；热网循环水系统采用母管制，热网循环水供回水母管在汽机房 A 列前管沟接入，热网循环水管道分别与母管连接，2 台机组共设置 3 台热网循环水泵，2 台泵运行，1 台泵备用；热网疏水系统采用单元制，每个单元用连通管连接。每台机组热网加热器配置 2 台 50%容量的热网疏水泵，采用变频调速，2 台机组共用 1 台备用泵，全厂设置 5 台热网疏水泵。供热运行初期或因故疏水品质不合格时，热网疏水通过疏水冷却器回收至排汽装置。如果疏水品质合格，则通过疏水泵经过化学除铁器后回收至除氧器。2 台机组共用 1 台热网补水除氧器，热网补水泵将化学软化水补充至热网循环水回水母管中。

该工程热网首站采用主厂房固定端布置方案，其热网首站及汽机房各层布置如图 24-7～图 24-9 所示。

（二）典型布置案例二

某 2×50MW 背压热电联产机组，工业用汽参数：中压供热蒸汽参数为 3.8MPa、420℃，低压供热蒸汽参数为 1.3MPa（a）、280℃。全厂额定供热量为中压 82t/h，低压 572t/h。中压供热汽源为汽轮机一级可调整抽汽；低压供热汽源为汽轮机排汽。抽汽管道从 A 列引出汽机房，接至供热母管。在汽机房 A 列由固定端向扩建端方向设置供热母管管廊。

热网加热蒸汽来自低压辅助蒸汽母管，该工程设置 2 台热网加热器；热网循环水系统采用母管制，共设置 2 台热网循环水泵；热网疏水系统采用母管制，共设置 2 台热网疏水泵及 1 台热网疏水箱，热网疏水回收至除氧器。该工程设置 1 台热网补水除氧器，热网补水泵将经过除氧后的化学软化水补充至热网循环水回水母管中。

该工程热网首站采用主厂房固定端布置方案，其热网首站及汽机房各层布置如图 24-10～图 24-12 所示。

三、主厂房内布置方案

在主厂房空间允许的情况下，热网首站可以布置在主厂房内部（集中或分散）。这种布置方案的主要优点是不增加新的占地，可以充分利用主厂房检修维护的设施和空间。对于进行供热改造的机组，在主厂房条件允许的情况下，热网系统设备宜布置在主厂房内部。

（一）典型布置案例一

某 2×350MW 超临界湿冷热电联产机组，热网加热蒸汽采用单元制，供热抽汽来自汽轮机中压缸尾部抽汽即五级抽汽；每台机组配置 2 台全焊接板式热网加热器，单台机组最大供热抽汽能力约为 550t/h；热网循环水系统采用母管制，每台机组的热网循环水供回水管道（各一根）在汽机房 A 列前分别与母管连接，2 台机组共配置 4 台热网循环水泵；热网疏水系统采用单元制，每台机组热网加热器配置 2 台 100%容量的热网疏水泵，采用变频调速。热网疏水水质合格时送至除氧器中回收，水质不合格时经疏水冷却器冷却后送至凝汽器；2 台机组共用 1 台热网补水除氧器，设置 2 台热网补水泵，热网补水泵将化学软化水补充至热网循环水回水母管中。

该工程热网首站采用主厂房内布置方案，集中布置在锅炉房与汽机房之间 2 台机组中间的位置，其热网首站及汽机房各层布置如图 24-13～图 24-15 所示。

（二）典型布置案例二

某 2×25MW 背压热电联产机组，热网加热蒸汽采用母管制，热网加热蒸汽由汽轮机排汽提供，排汽额定压力为 0.5MPa，额定温度为 211.4℃，单台机组额定排汽量为 140t/h，最大排汽量为 160t/h。2 台机组共设置 3 台管式热网加热器，可以满足 260MW 的供热需求；热网循环水系统采用母管制，在热网循环水供回水管道上用连通管连接。2 台机组共设置 3 台热网循环水泵；热网补水来自化学软化水，通过补水泵补入热网循环水回水母管中；热网疏水系统采用母管制，2 台机组设置 3 台 50%容量的热网疏水泵，将热网加热器中的凝结水送至高压除氧器中回收，在供热期承担最大热负荷时，2 台泵运行，1 台泵备用。

该工程热网首站采用主厂房内布置方案，集中布置在 2 台机组汽机房中间位置，其热网首站、汽机房底层及运转层布置如图 24-16～图 24-17 所示。

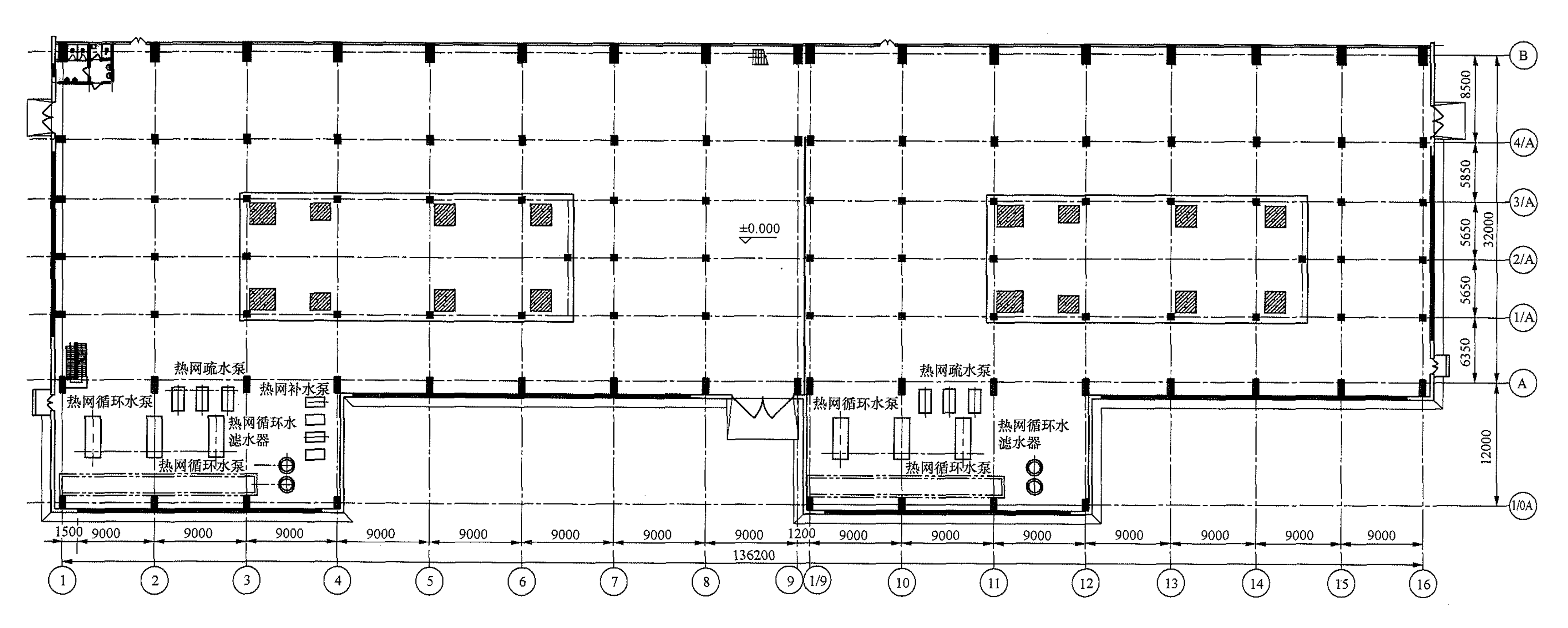


图 24-4　某2×350MW超临界湿冷热电联产机组汽机房及热网首站底层平面布置图

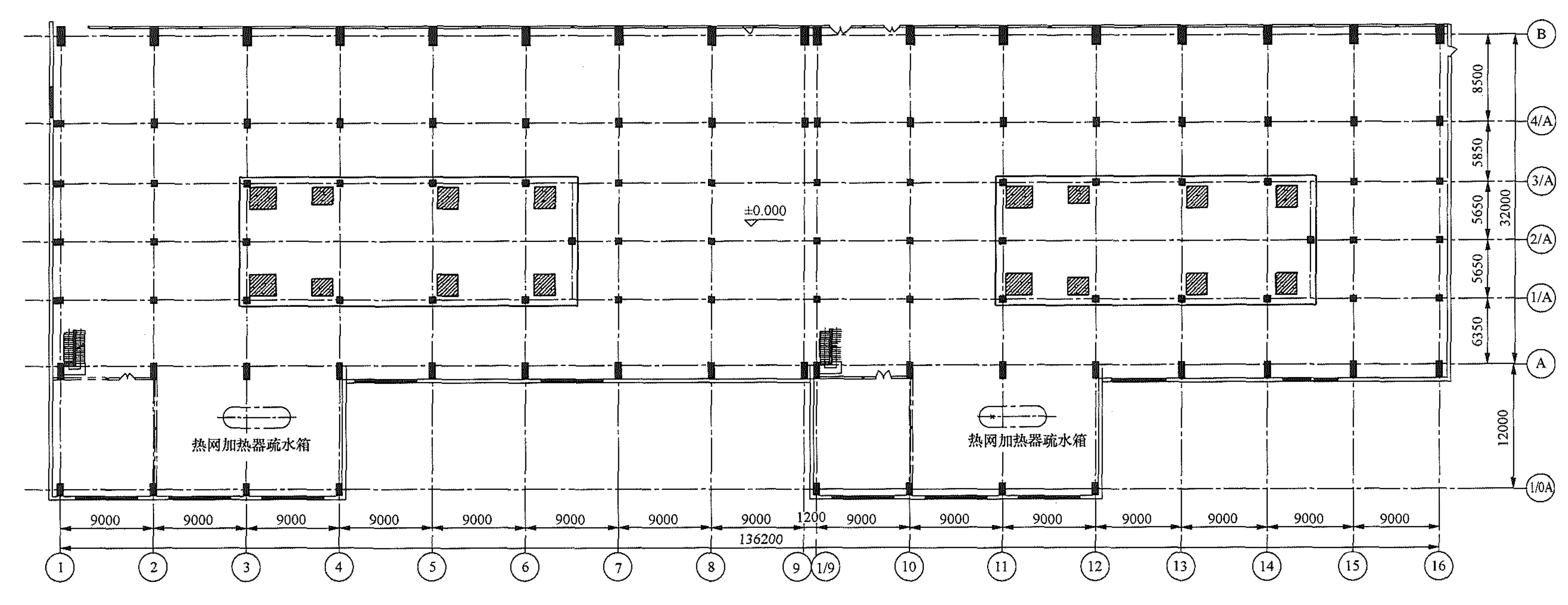


图 24-5　某2×350MW超临界湿冷热电联产机组汽机房及热网首站中间层平面布置图

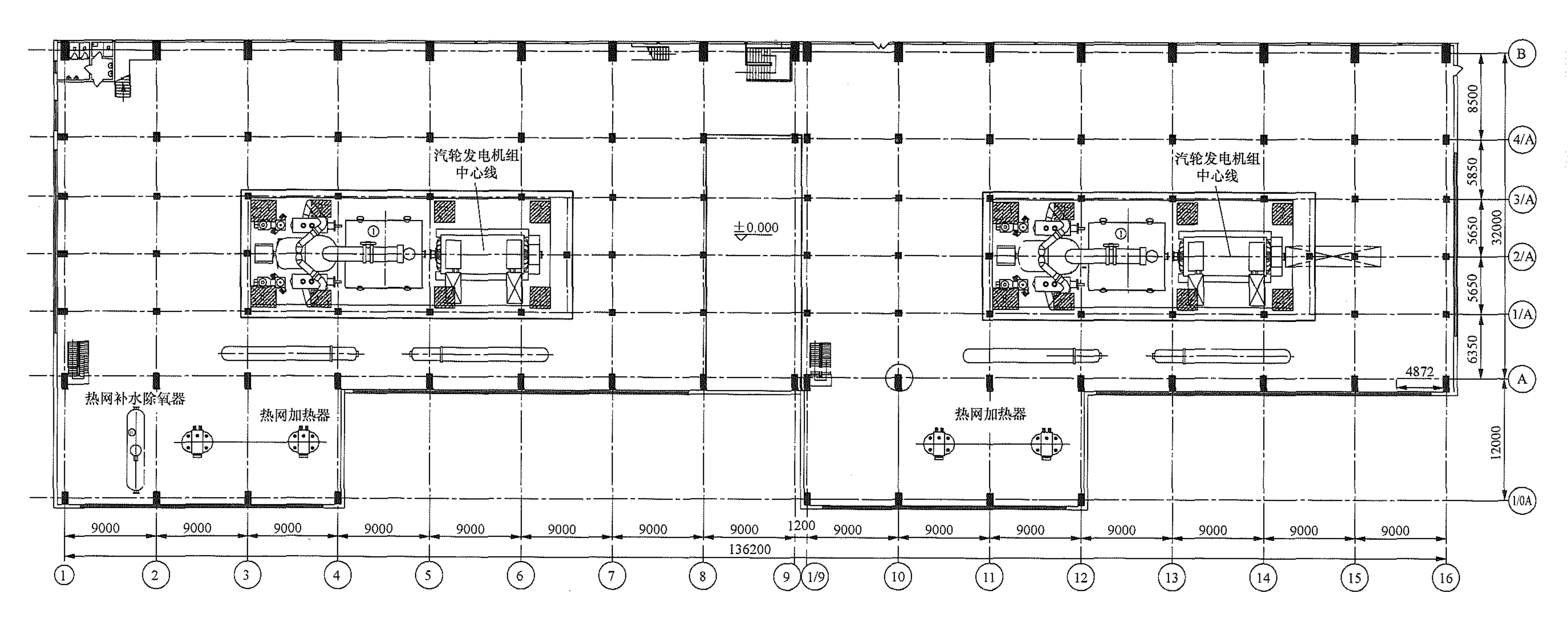


图 24-6　某2×350MW超临界湿冷热电联产机组汽机房及热网首站运转层平面布置图

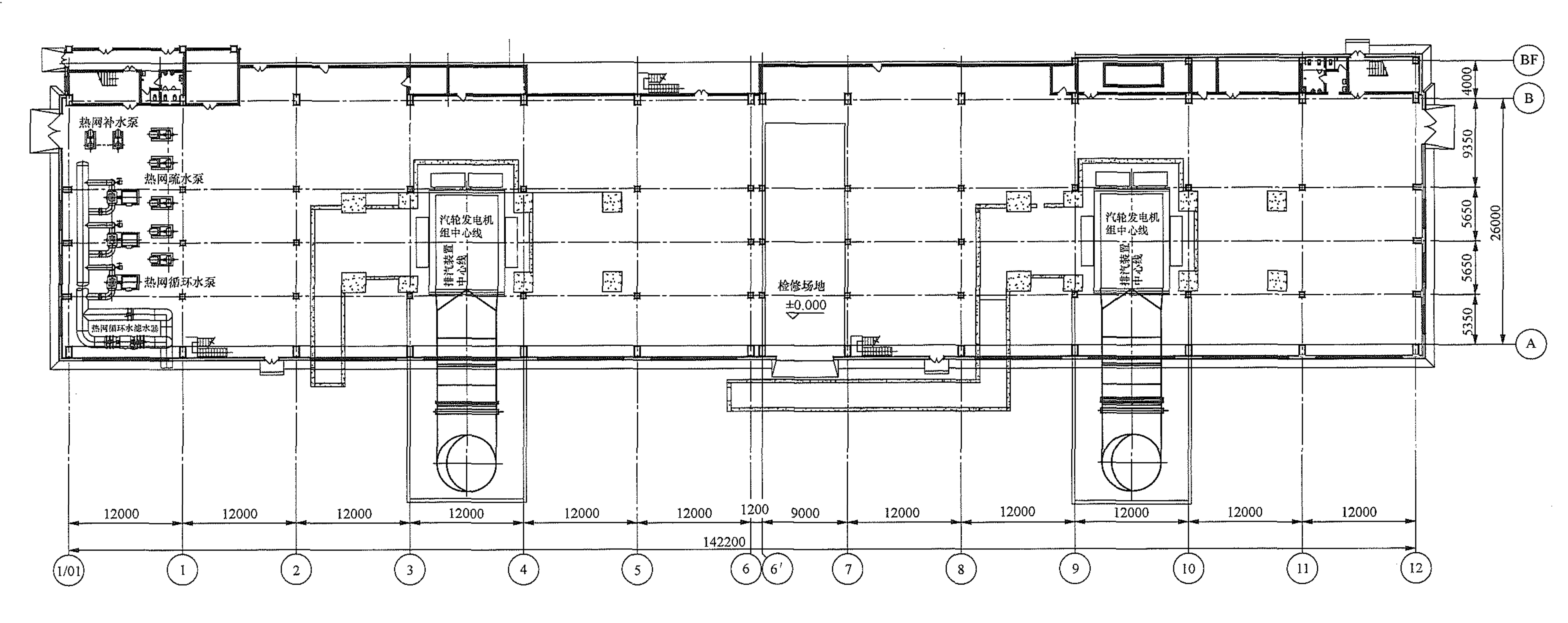


图 24-7 某2×350MW超临界直接空冷热电联产机组汽机房及热网首站底层平面布置图

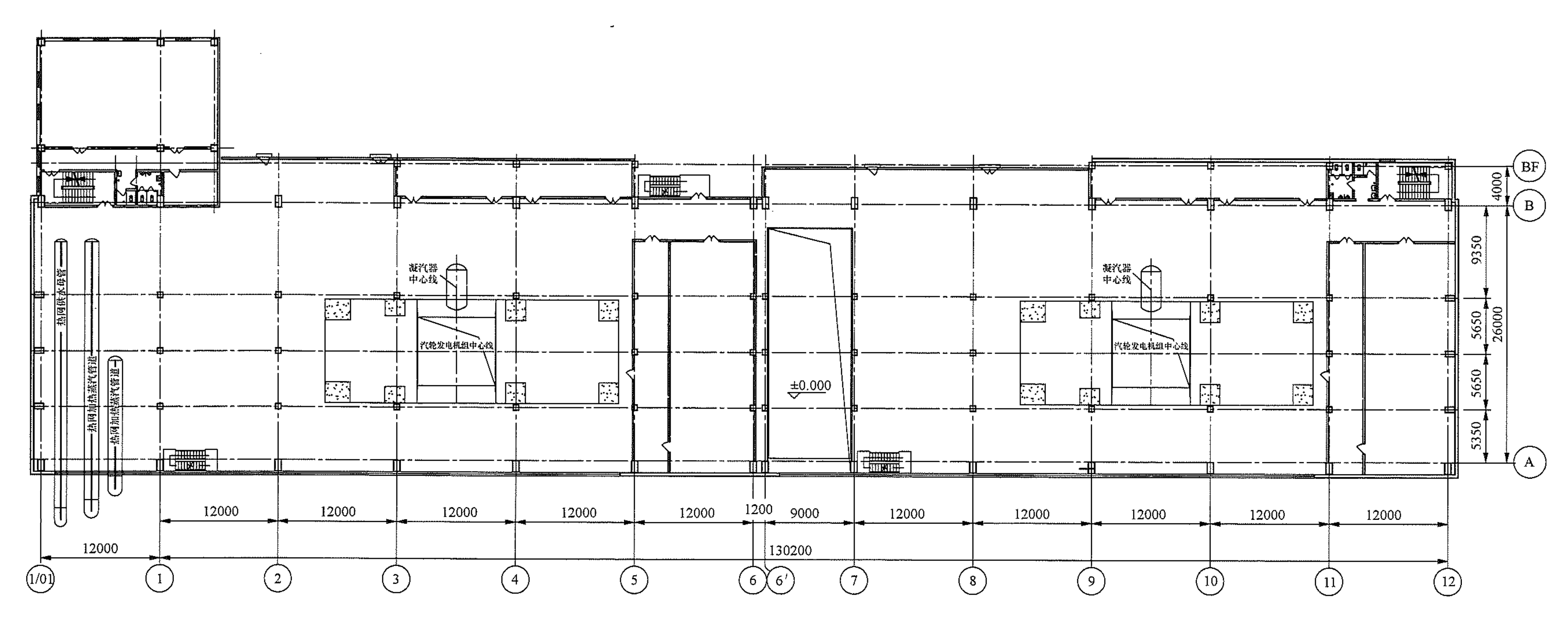


图 24-8　某2×350MW超临界直接空冷热电联产机组汽机房及热网首站中间层平面布置图

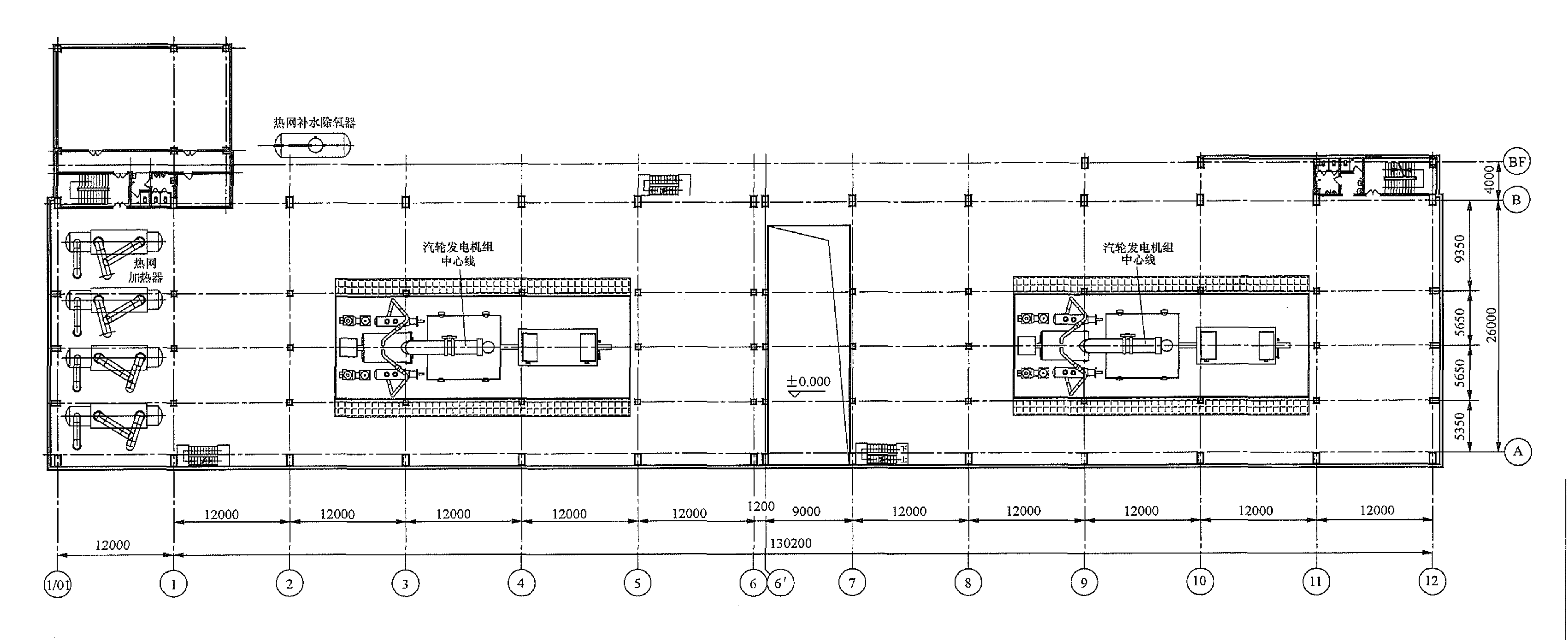


图 24-9　某2×350MW超临界直接空冷热电联产机组汽机房及热网首站运转层平面布置图

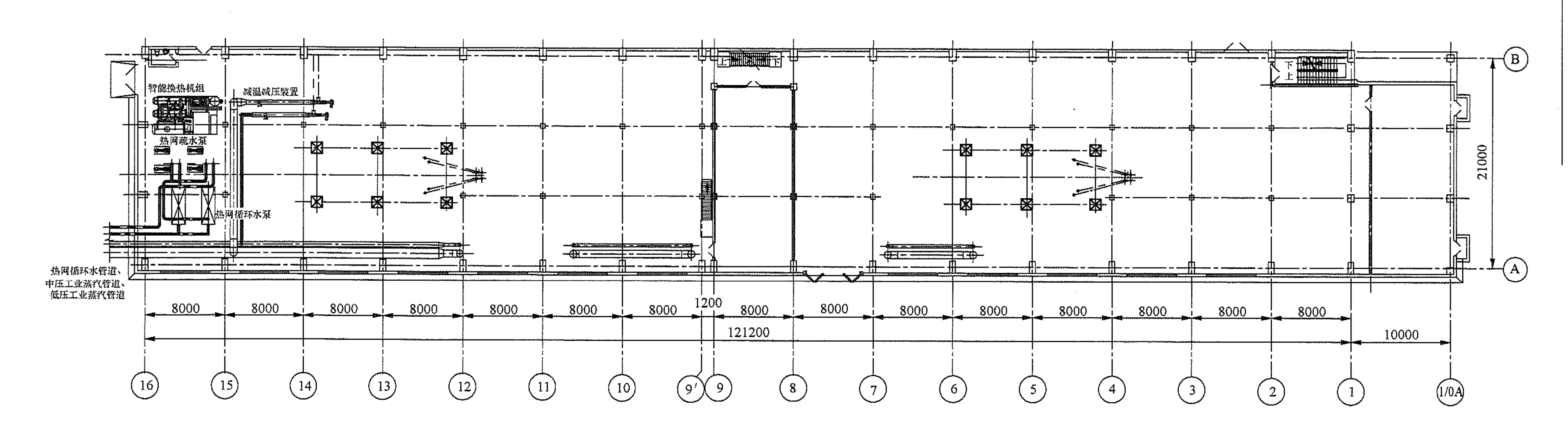


图 24-10　某2×50MW背压热电联产机组汽机房及热网首站底层平面布置图

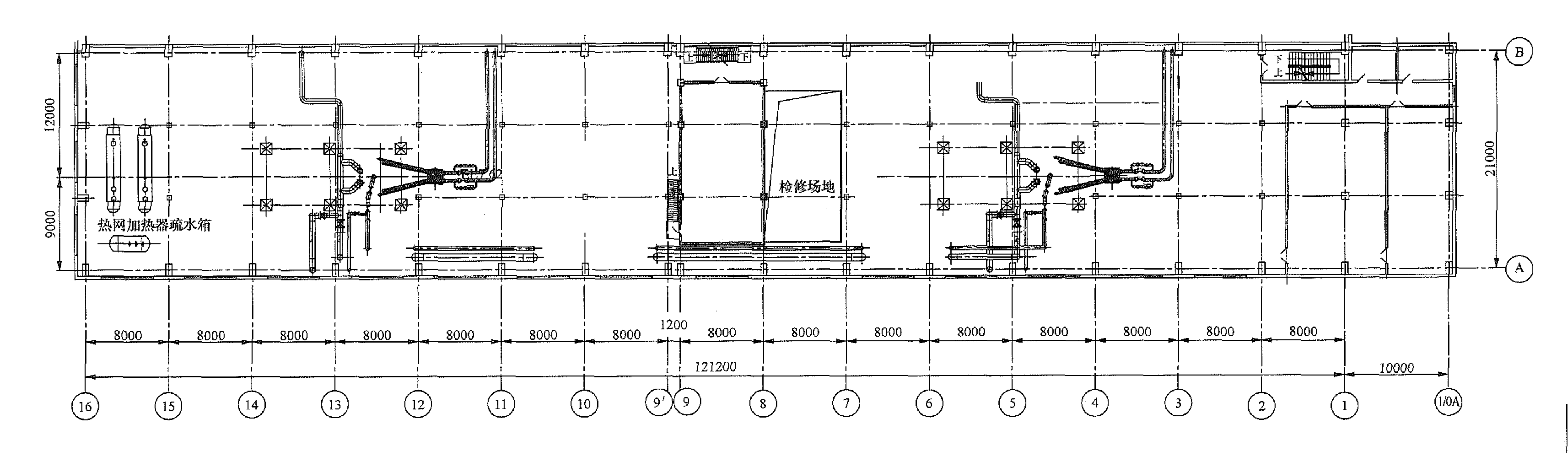


图 24-11　某2×50MW背压热电联产机组汽机房及热网首站中间层平面布置图

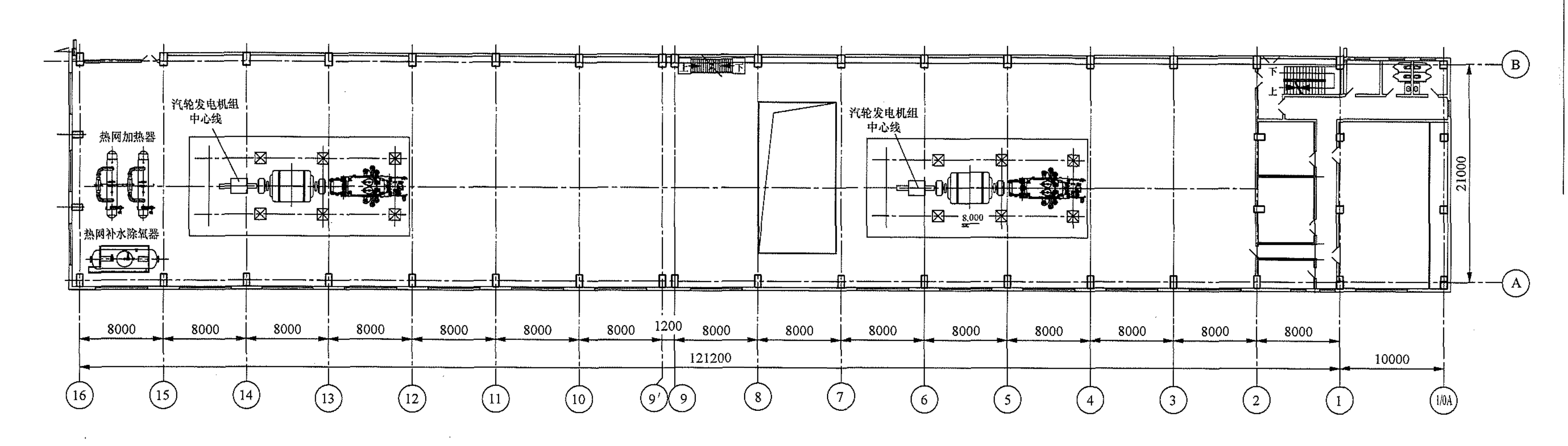


图 24-12　某2×50MW背压热电联产机组汽机房及热网首站运转层平面布置图

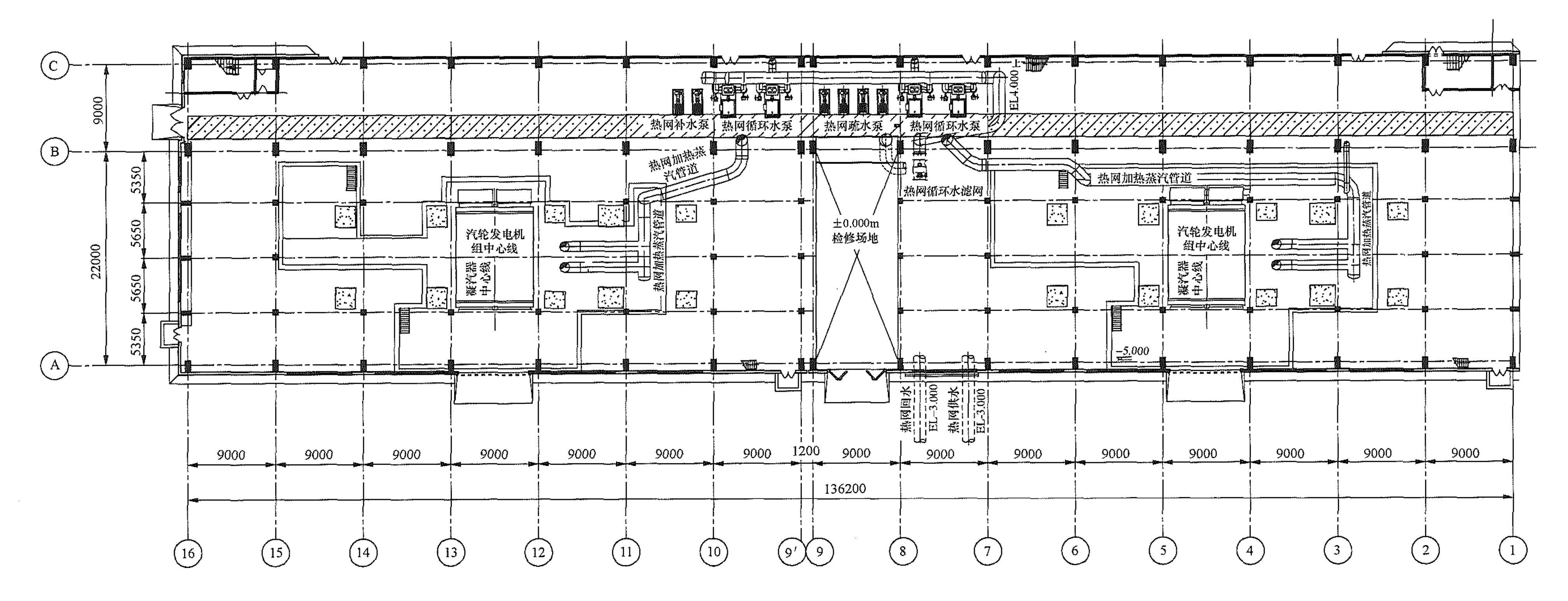


图 24-13 某2×350MW超临界湿冷热电联产机组汽机房及热网首站底层平面布置图

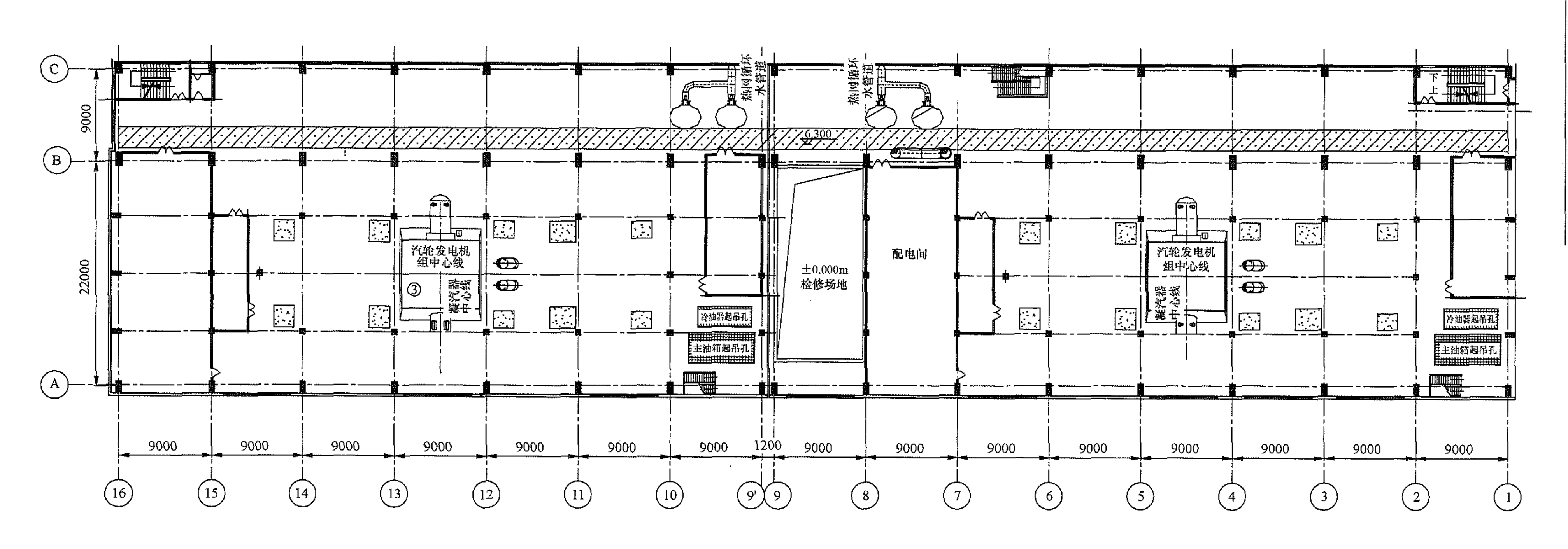


图 24-14　某2×350MW超临界湿冷热电联产机组汽机房及热网首站中间层平面布置图

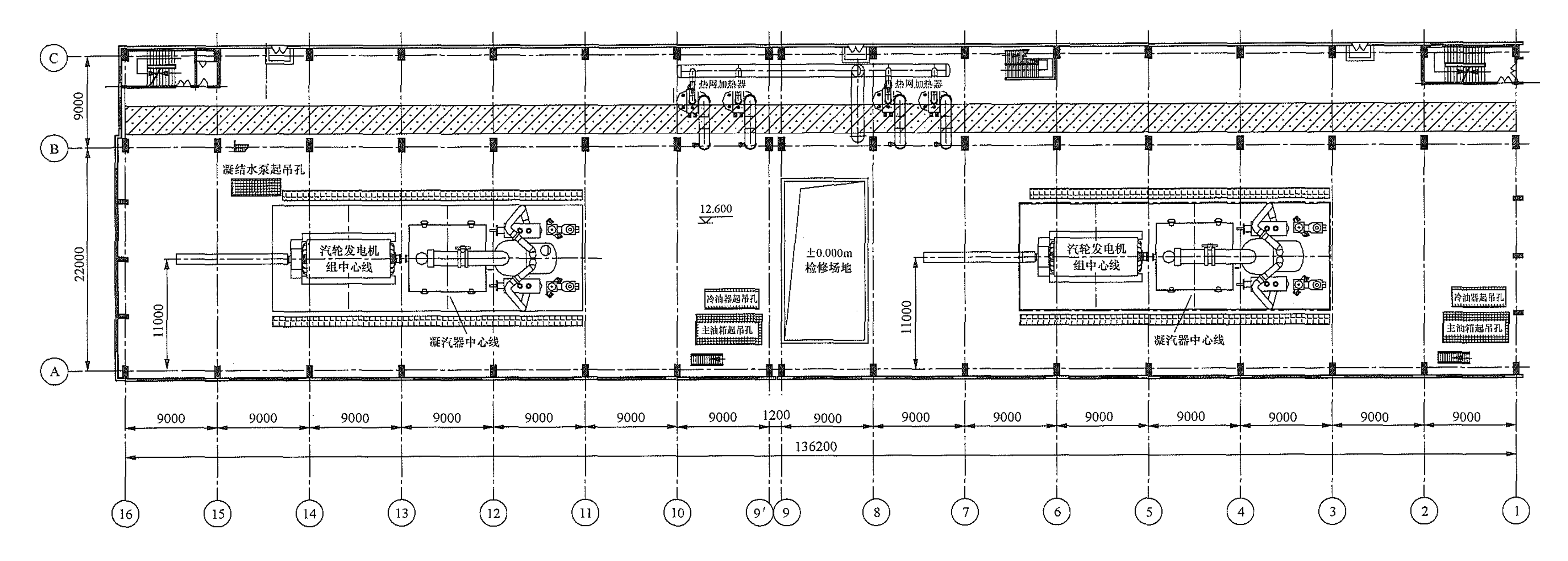


图 24-15　某2×350MW超临界湿冷热电联产机组汽机房及热网首站运转层平面布置图

图 24-16　某2×25MW背压热电联产机组汽机房及热网首站底层平面布置图

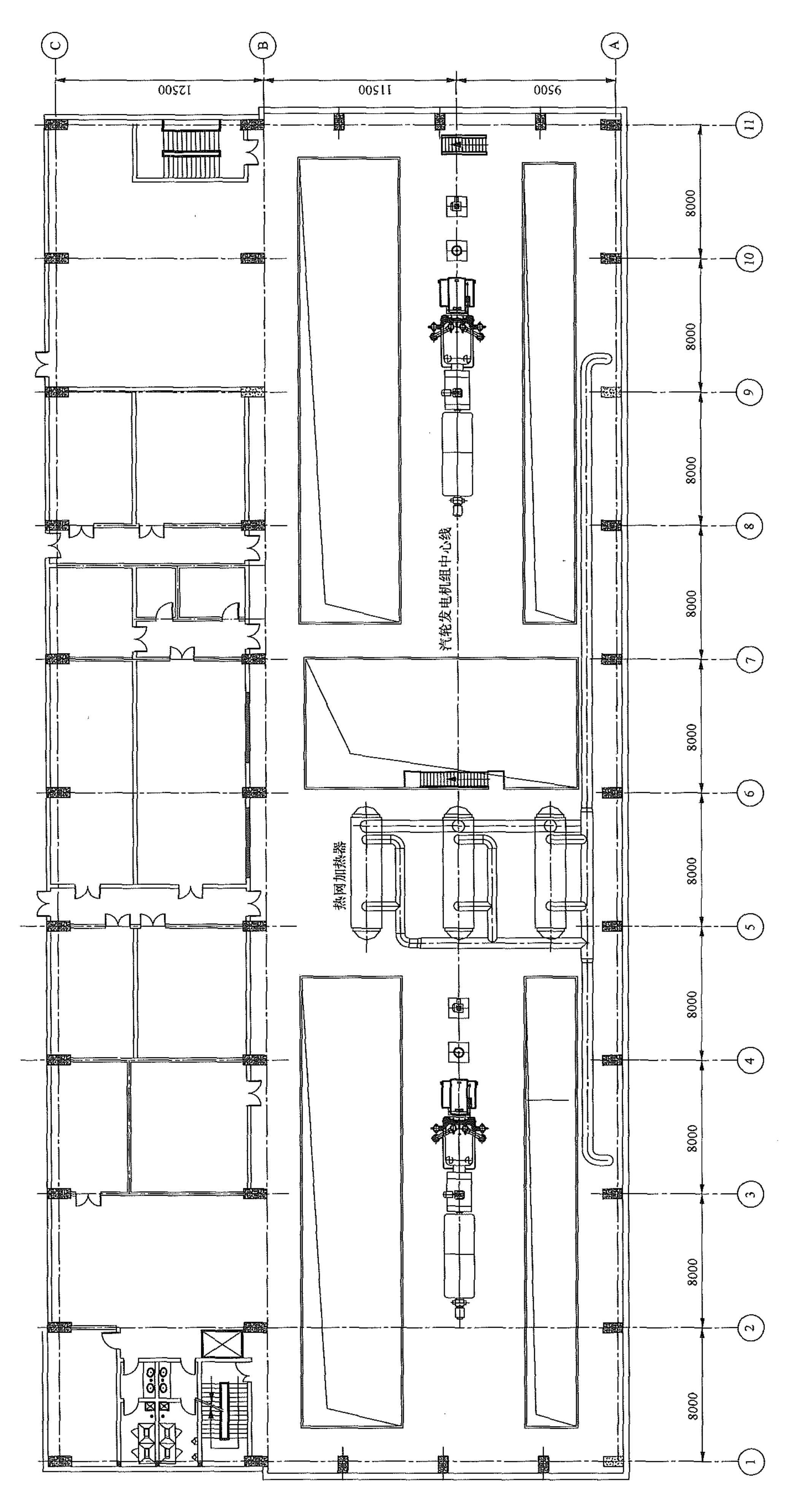


图 24-17 某2×25MW背压热电联产机组汽机房及热网首站运转层平面布置图

第二十五章

燃气－蒸汽联合循环电厂主厂房布置

第一节　主厂房布置原则

主厂房设计应符合有关技术规程的要求和规定，根据现场具体条件，采用安全可靠、经济效益好、技术先进的设计方案，做到工艺流程顺畅、布置合理，安排好检修设施和检修场地，为电厂安全运行、维护检修提供良好的工作环境。

一、总体布置原则

1. 主厂房布置的模块化

主厂房内布置的设备尽可能地采用模块式紧凑型设备。

2. 安装、维护与检修方便

主厂房的布置需考虑设备和部件的检修和起吊设施及空间、运输和维护通道，以满足安装检修时设备拆装和搬运的方便，以及运行维护的要求。

3. 考虑地区的特殊条件

根据所处地区的气候条件，考虑环境温度、湿度、风沙、盐雾等差异，主辅设备可考虑部分或全部的露天或半露天布置。按照地震等级，设备及厂房的设计考虑抗震措施。

4. 符合全厂的整体性、一致性、艺术性

主厂房内部各类设备、管道、电缆等布置应力求整齐、美观、协调与和谐，主厂房建筑的立面与平面应进行适当的艺术处理。主厂房扩建时应考虑与原有部分相配合的整体性与一致性。

5. 合理布置优化

燃气－蒸汽联合循环电厂的主设备布置时应进行优化。在经济合理的条件下，宜减少燃气轮机与余热锅炉间的排气压损，缩短余热锅炉与汽轮机间的蒸汽管道，减少蒸汽压损。合理压缩主厂房体积，节约用地，节省土建投资和管道、电缆费用。合理布置设备、流程顺畅，便于运行维护及检修。

二、主厂房模块布置原则

主厂房部分一般划分为燃气轮机模块、余热锅炉模块、汽轮机模块三个模块。

1. 燃气轮机模块布置原则

燃气轮机可采用室内或室外布置。以下几种情况燃气轮机适宜室内布置：

（1）环境条件差（酸雨、海边等）、严寒地区。

（2）对设备噪声有特殊要求。

（3）去工业化或对景观有特殊要求。

（4）燃气轮机采用外置式燃烧器。

（5）单轴配置的联合循环发电机组。

（6）考虑检修维护方便等要求。

2. 余热锅炉模块布置原则

（1）余热锅炉宜露天布置。当燃气轮机电厂地处严寒地区时，余热锅炉可室内布置或采用紧身封闭。

（2）余热锅炉的辅助设备、附属机械及余热锅炉本体的仪表、阀门等附件露天布置时，应根据环境条件和设备本身的要求考虑采取防雨、防冻、防腐等措施。

（3）当除氧器与余热锅炉低压汽包合为一体时，应根据余热锅炉低压汽包的安装标高核实给水泵的安装标高，应满足各种工况下给水泵不发生汽蚀的要求。

3. 汽轮机模块布置原则

汽轮机应室内布置。当汽轮机为轴向或侧向排汽时，汽轮机应低位布置；当汽轮机为垂直向下排汽时，汽轮机应高位布置。

联合循环汽轮机的布置方式与燃煤机组汽轮机的布置方式类似，均可采用横向或纵向布置，分别与不同的总平面布置相配合，使厂区布置更加合理。

联合循环机组由于热力系统中无回热系统，没有高、低压加热器，除氧器可与余热锅炉低压汽包合为一体，故汽机房不需再单设除氧、加热器间。

三、机组的布置形式

就燃气－蒸汽联合循环机组而言，系统的轴系布

置方案是决定机组结构和机组效率及灵活性的重要因素。通常，轴系布置方案可分为单轴和多轴。单轴是指燃气轮机和汽轮机在同一根轴上，共同推动发电机做功。多轴则是指燃气轮机和汽轮机的轴分开，分别推动各自的发电机做功。多轴方案中可以是 1 台燃气轮机对应 1 台汽轮机，也可以是多台燃气轮机对应 1 台汽轮机，根据燃气轮机的台数，分别称为“1+1、2+1、x+1”多轴系统。通常容量的燃气轮机多配单轴，容量较小的常按多轴配置。

1. 单轴布置

单轴布置的配置方式即燃气轮机、发电机和汽轮机安装在同一轴系上，由燃气轮机和汽轮机共同驱动一台发电机（即燃气轮机、汽轮机、发电机串联在一根轴上布置）。发电机可以位于燃气轮机和汽轮机之间，也可以位于汽轮机排汽端。不同的燃气轮机制造厂，其配置方式不同。按余热锅炉、燃气轮机、发电机与汽轮机排列方式布置时，在发电机和汽轮机之间设有同步离合器，这种配置形式可为底层低位布置，但应考虑发电机抽转子时横向平移或整台吊出的检修设施和场地。按余热锅炉、燃气轮机、汽轮机与发电机排列方式布置时，汽轮机与发电机之间没有同步离合器，可为运转层高位布置，发电机转子可以从轴向抽出进行检修。

图 25-1 所示为单轴联合循环机组的布置方案。

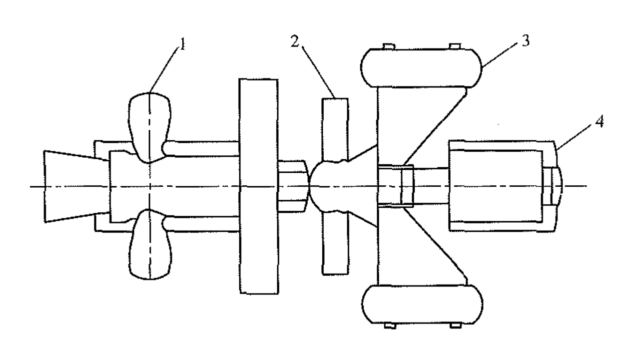


图 25-1　单轴联合循环机组的单轴布置方案
1—燃气轮机；2—汽轮机；3—凝汽器；4—发电机

机组单轴布置的优点：

（1）燃气轮机与汽轮机共用一台发电机及配电系统，节省设备费用。

（2）当厂区有现成的汽源时，而且汽轮机布置在燃气轮机和发电机的中间，则可利用汽轮机作为燃气轮机的启动机。这种布置方式，如用发电机作为启动机来启动燃气轮机，需配置备用的蒸汽锅炉，以便在启动时供应蒸汽来冷却蒸汽透平。

（3）节省机组的主厂房面积。

（4）安装周期短。

机组单轴布置的缺点：

（1）轴系较长。

（2）如采用发电机布置在末端的方案，由于无离合器，则汽轮机故障时，燃气轮机无法单独运行，整台机组不能快速启动。由于无法越过汽轮机直接驱动发电机而工作，因而全厂只能在安装周期较长的汽轮机安装完毕后才能投产运行；资金周转率会下降，投资收益区会被拖后。

（3）如发电机布置在燃气轮机和汽轮机之间，发电机和汽轮机之间设有离合器时，则检修发电机转子困难，无法从轴向抽取发电机转子，检修时必须使发电机转子横线平移或起吊整台发电机。

2. 多轴布置

多轴布置的联合循环由多台燃气轮机、汽轮机、余热锅炉、发电机组成，燃气轮机、发电机与汽轮机安装在不同的轴系上，燃气轮机、汽轮机分别驱动各自的发电机，其布置方式多样。多轴布置可分为一拖一、二拖一、多拖一等。

机组多轴布置的优点：

（1）设旁路烟囱时，可以分阶段建设和投运，有利于提高建设资金的周转和效益。

（2）当汽轮机故障检修时，燃气轮机仍能单独运行，有利于提高电厂的可用率。

（3）燃气轮机可单独快速启动，调峰能力更强。

（4）如果受场地限制，多轴布置比单轴布置灵活。

机组多轴布置的缺点：

（1）需要配置多台发电机及配电系统，设备投资费用高。

（2）对于二拖一或多拖一机组，为保证燃气轮机运行台数变化时供水、供汽的均匀性，汽水系统及调节控制系统较为复杂。

（3）厂房占地面积比单轴布置略大。

第二节　主厂房典型布置

一、6B 级燃气-蒸汽联合循环电厂主厂房典型布置

6B 级燃气-蒸汽联合循环机组，常见的为“一拖一”多轴配置联合循环，即 1 台燃气轮机及其发电机、1 台余热锅炉和 1 台汽轮机及其发电机。

如果燃气轮机为侧向排气，余热锅炉中心线与燃气轮机中心线垂直，燃气轮机可视气候资料采取露天布置，汽轮机室内布置，针对 2 套“一拖一”配置，可采用如下几种布置方式：

（1）2 台燃气轮机纵向对称布置，发电机之间留出抽芯位置，汽机房和集中控制室集中布置，可平行布置在 2 台余热锅炉之间［如图 25-2（a）所

示]；汽机房和集中控制室也可平行[如图 25-2（b）所示]或垂直[如图 25-2（c）所示]布置在余热锅炉外侧。

（2）2 台余热锅炉纵向对称布置在同一轴线上，燃气轮机横向、垂直于余热锅炉布置，汽机房和集中控制室集中布置，且纵向布置在 2 台燃气轮机之间[如图 25-2（d）所示]。

如果燃气轮机为轴向排气，则余热锅炉与燃气轮机在同一轴线上，燃气轮机可视气候资料采取露天布置。汽轮机室内布置，2 台燃气轮机纵向平行布置，汽机房和集中控制室集中布置，且横向布置在余热锅炉外侧（如图 25-3 所示）。

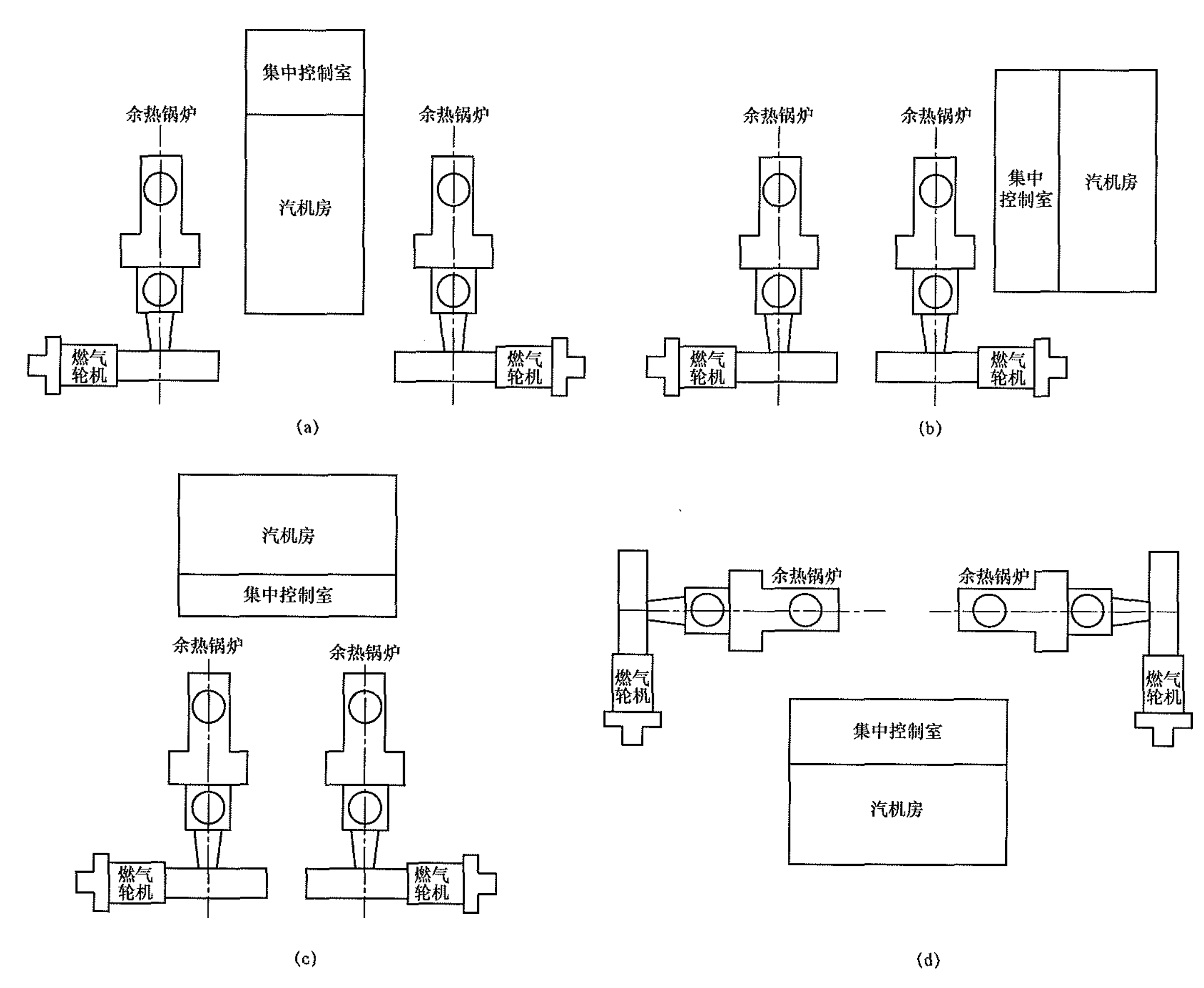


图 25-2　燃气轮机侧向排气布置方案

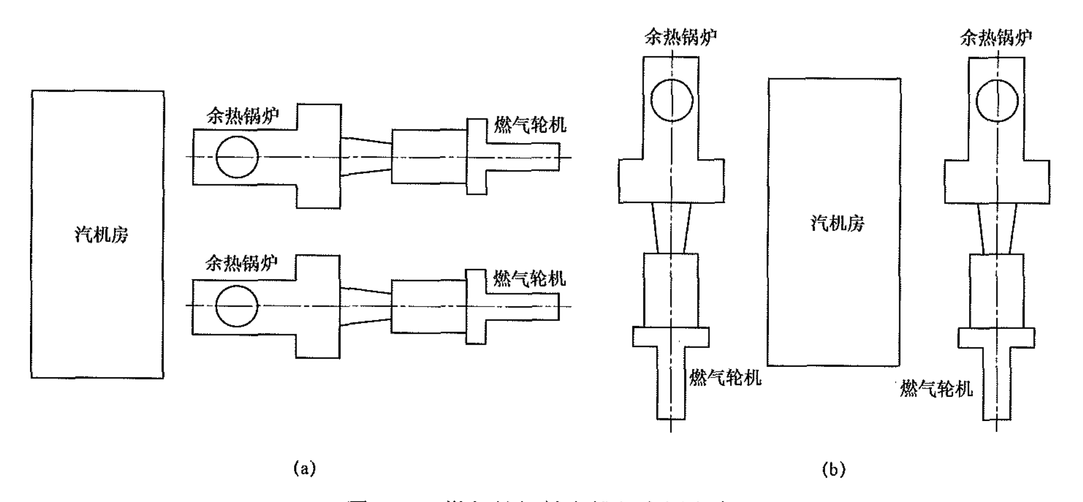
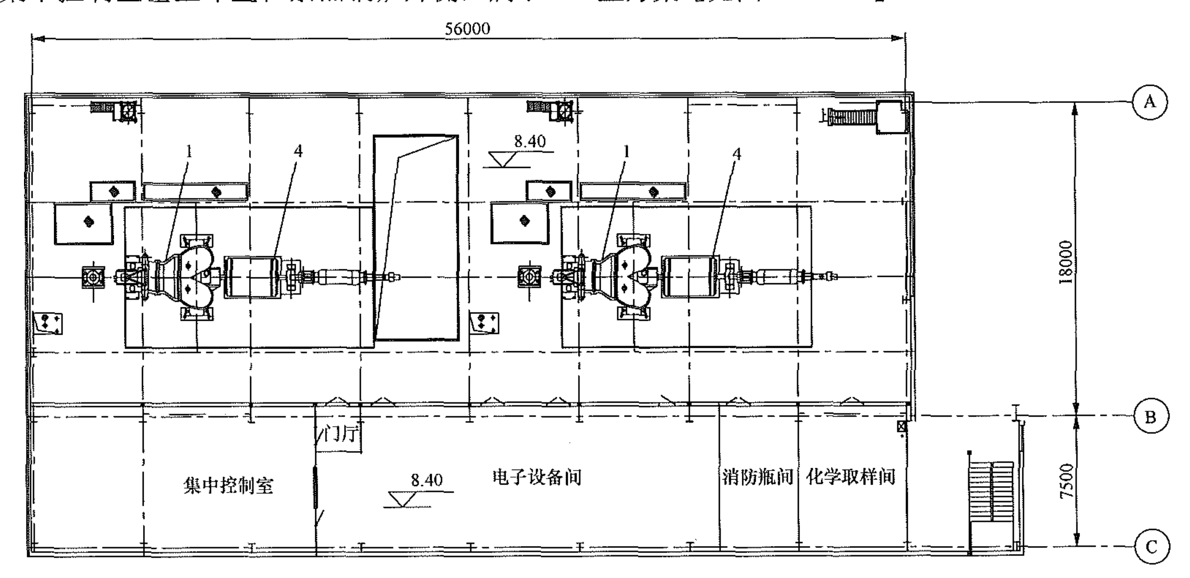


图 25-3　燃气轮机轴向排气布置方案

以某6B级燃气－蒸汽联合循环电厂2套"一拖一"多轴布置为例。如图25-4所示，电厂燃气轮机为侧向排气，燃气轮机露天布置，汽轮机室内布置，燃气轮机布置在同一轴线上，发电机之间留出抽芯位置，汽机房和集中控制室垂直布置在余热锅炉外侧，属于上述方案中的侧向排气布置方案［见图25-2（c）］。如图25-5所示，电厂燃气轮机为轴向排气，燃气轮机露天布置，汽轮机室内布置，汽机房和集中控制室垂直布置在余热锅炉外侧，属于上述方案中的轴向排气布置方案［见图25-3（a）］。



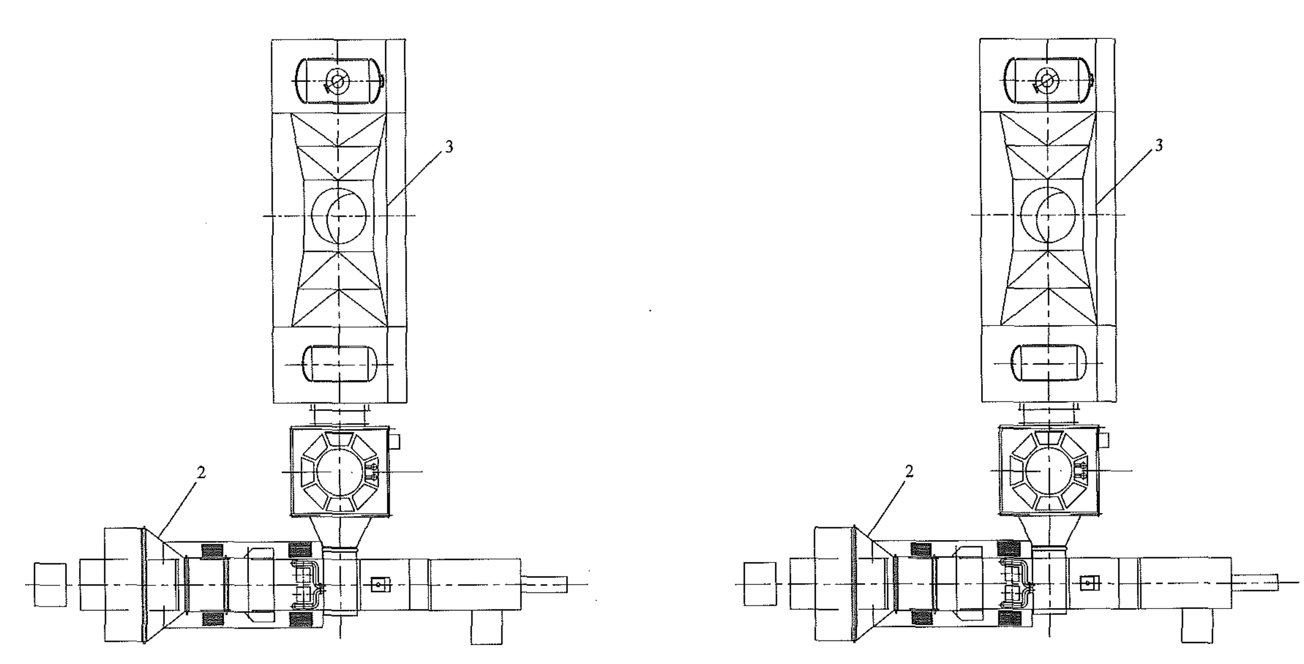


图25-4　某6B级燃气－蒸汽联合循环电厂2套"一拖一"主厂房平面布置图

1—蒸汽轮机；2—燃气轮机；3—余热锅炉；4—发电机

二、9E级燃气－蒸汽联合循环电厂主厂房典型布置

9E级燃气－蒸汽联合循环机组，常见的为"一拖一"多轴配置联合循环，燃气轮机可轴向排气，也可侧向排气，布置方案如图25-6所示；也有"二拖一"多轴配置联合循环，布置方案如图25-7所示。

三、9F级燃气－蒸汽联合循环电厂主厂房典型布置

9F级燃气－蒸汽联合循环机组，燃气轮机轴向排气，可高位布置，也可低位布置，联合循环机组布置形式有"一拖一"单轴、"一拖一"多轴、"二拖一"多轴等多种组合。

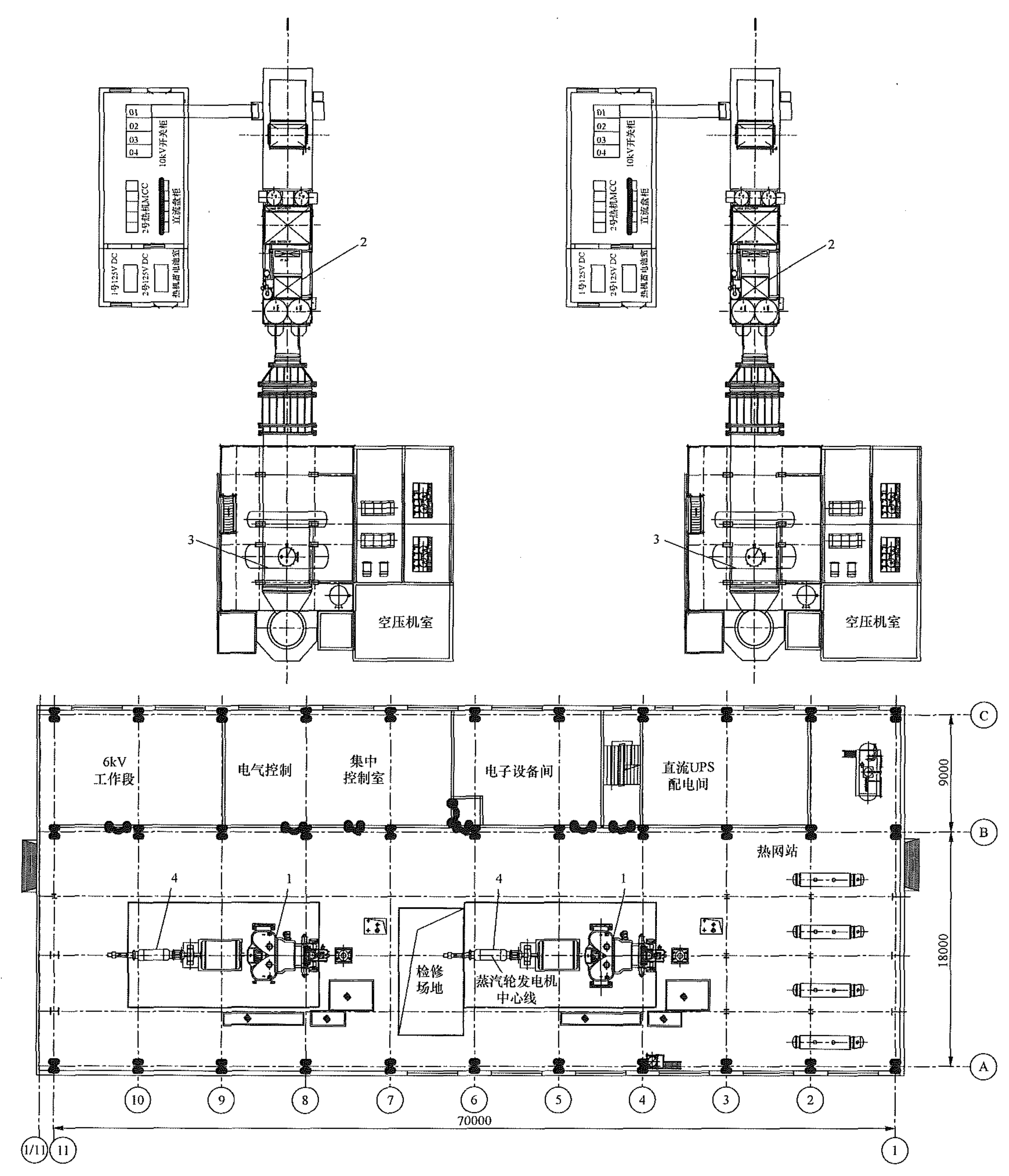


图 25-5 某 6B 级燃气－蒸汽联合循环电厂 2 套"一拖一"主厂房平面布置图

1—蒸汽轮机；2—燃气轮机；3—余热锅炉；4—发电机

如图 25-8 和图 25-9 所示，某 2 套"一拖一"配置的 9F 级燃气－蒸汽联合循环电厂，主机采用单轴布置，即燃气轮机、蒸汽轮机、余热锅炉在同一轴线上，发电机布置在轴系的末端。燃气轮机采用高位布置，进气系统为下吸气布置方式。

如图 25-10 和图 25-11 所示，某 9F 级燃气－蒸汽联合循环电厂 2 套"一拖一"多轴布置。燃气轮机采用低位布置，进气系统采用上吸气布置方式，蒸汽轮机平行布置在 2 台燃气轮机之间。

如图 25-12 和图 25-13 所示，某 9F 级燃气－蒸汽联合循环电厂"二拖一"多轴布置，燃气轮机采用低位布置，进气系统采用上吸气布置方式，2 台燃气轮机集中布置，蒸汽轮机平行布置在 2 台燃气轮机侧面。

如图 25-14 和图 25-15 所示，某 9F 级燃气－蒸汽联合循环电厂"二拖一"多轴布置，燃气轮机采用高位布置，进气系统采用下吸气布置方式，蒸汽轮机垂直布置在 2 台燃气轮机之间。

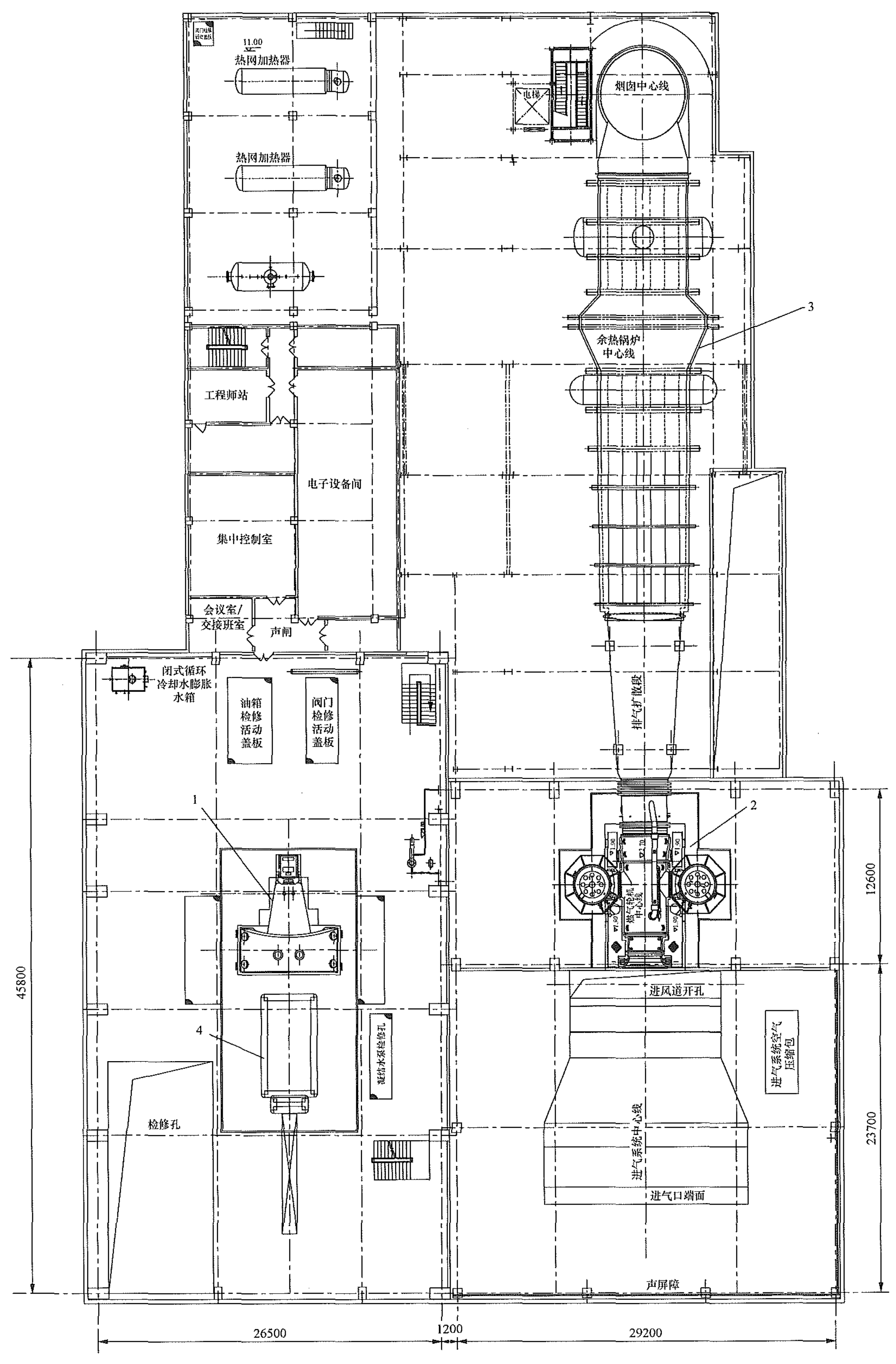


图25-6　9E级燃气－蒸汽联合循环电厂“一拖一”主厂房平面布置图

1—蒸汽轮机；2—燃气轮机；3—余热锅炉；4—发电机

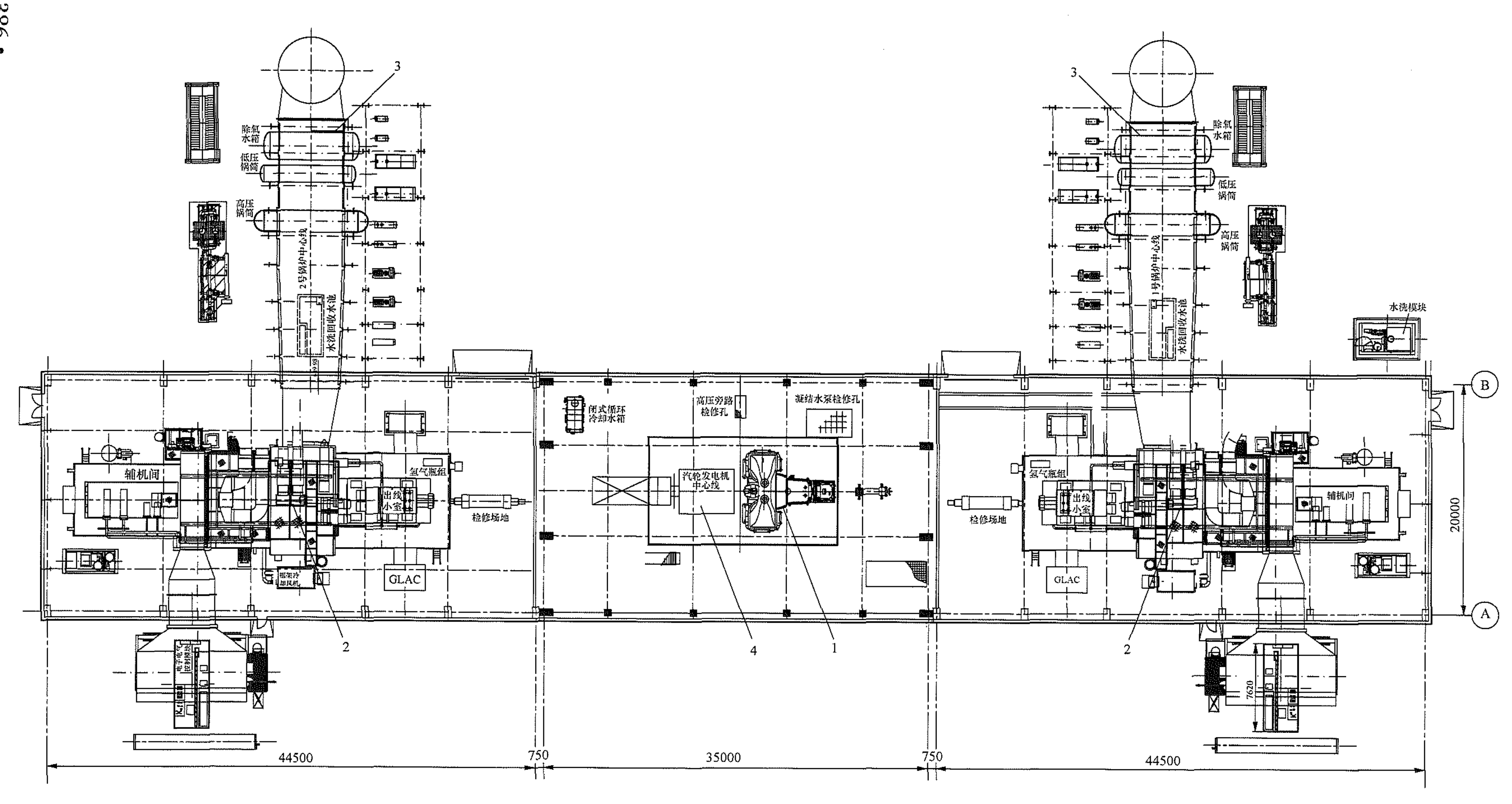


图 25-7　某9E级燃气–蒸汽联合循环电厂“二拖一”主厂房平面布置图

1—蒸汽轮机；2—燃气轮机；3—余热锅炉；4—发电机

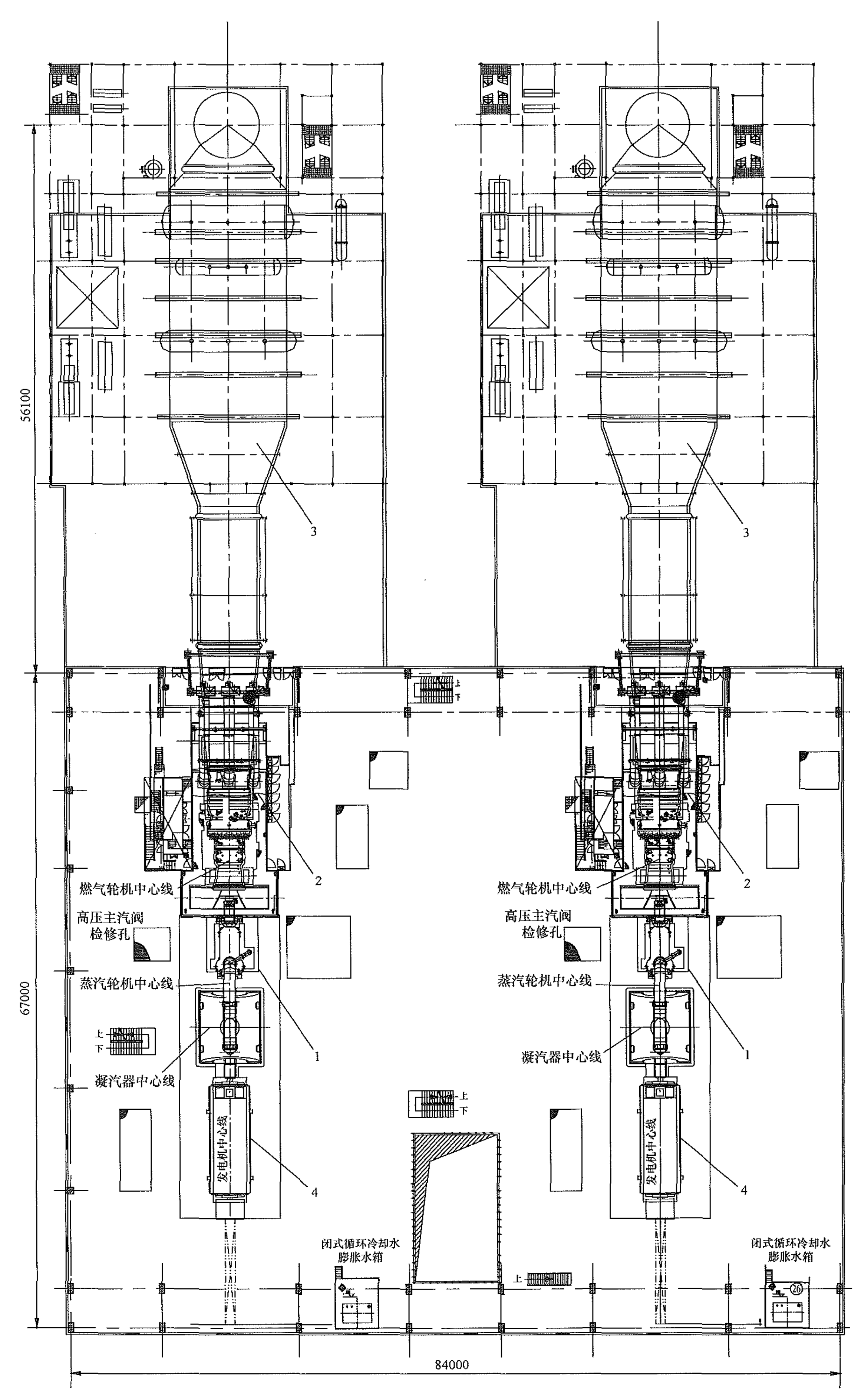


图 25-8 9F 级燃气–蒸汽联合循环电厂 2 套“一拖一”单轴主厂房平面图

1—蒸汽轮机；2—燃气轮机；3—余热锅炉；4—发电机

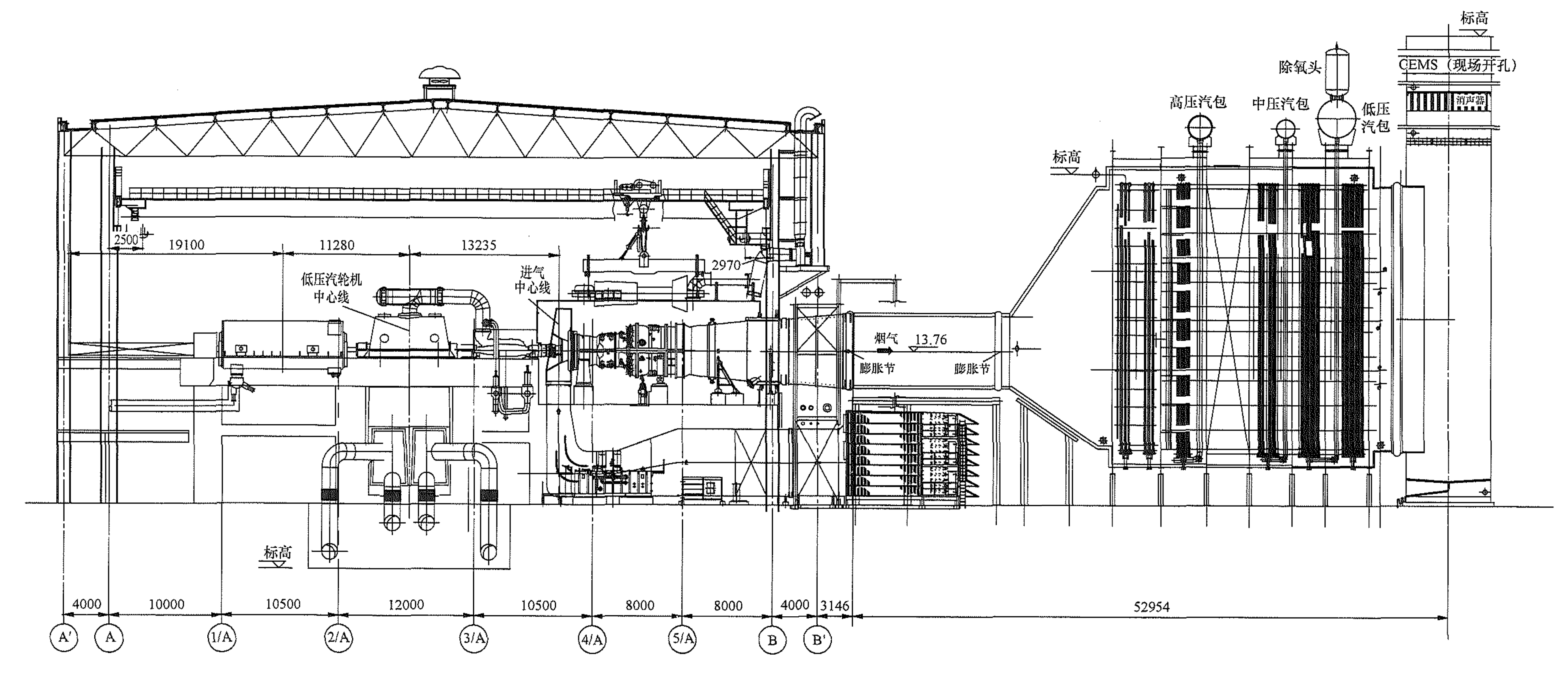


图 25-9　9F级燃气-蒸汽联合循环电厂“一拖一”单轴主厂房断面图

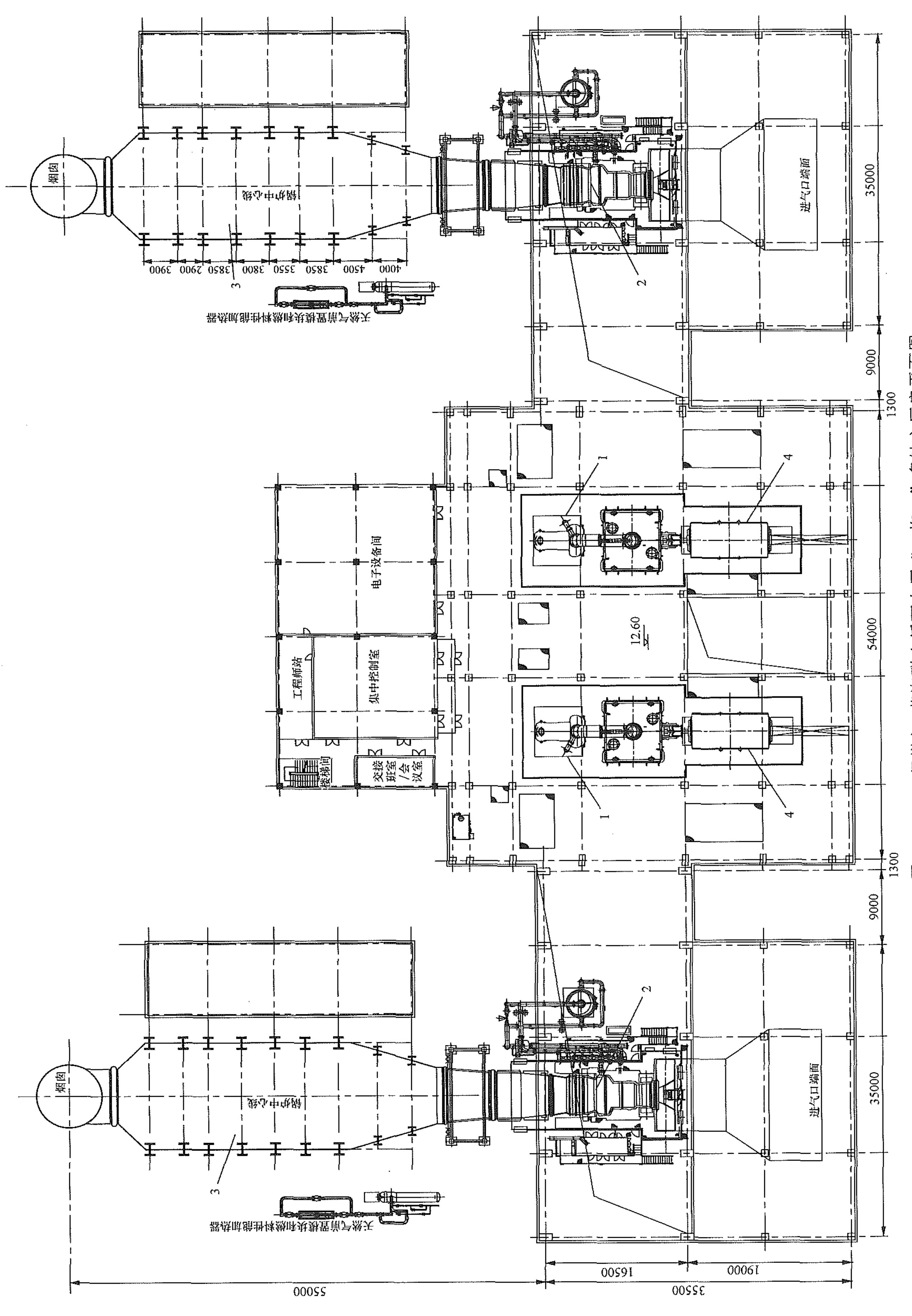


图 25-10　9F级燃气-蒸汽联合循环电厂“一拖一”多轴主厂房平面图

1—蒸汽轮机；2—燃气轮机；3—余热锅炉；4—发电机

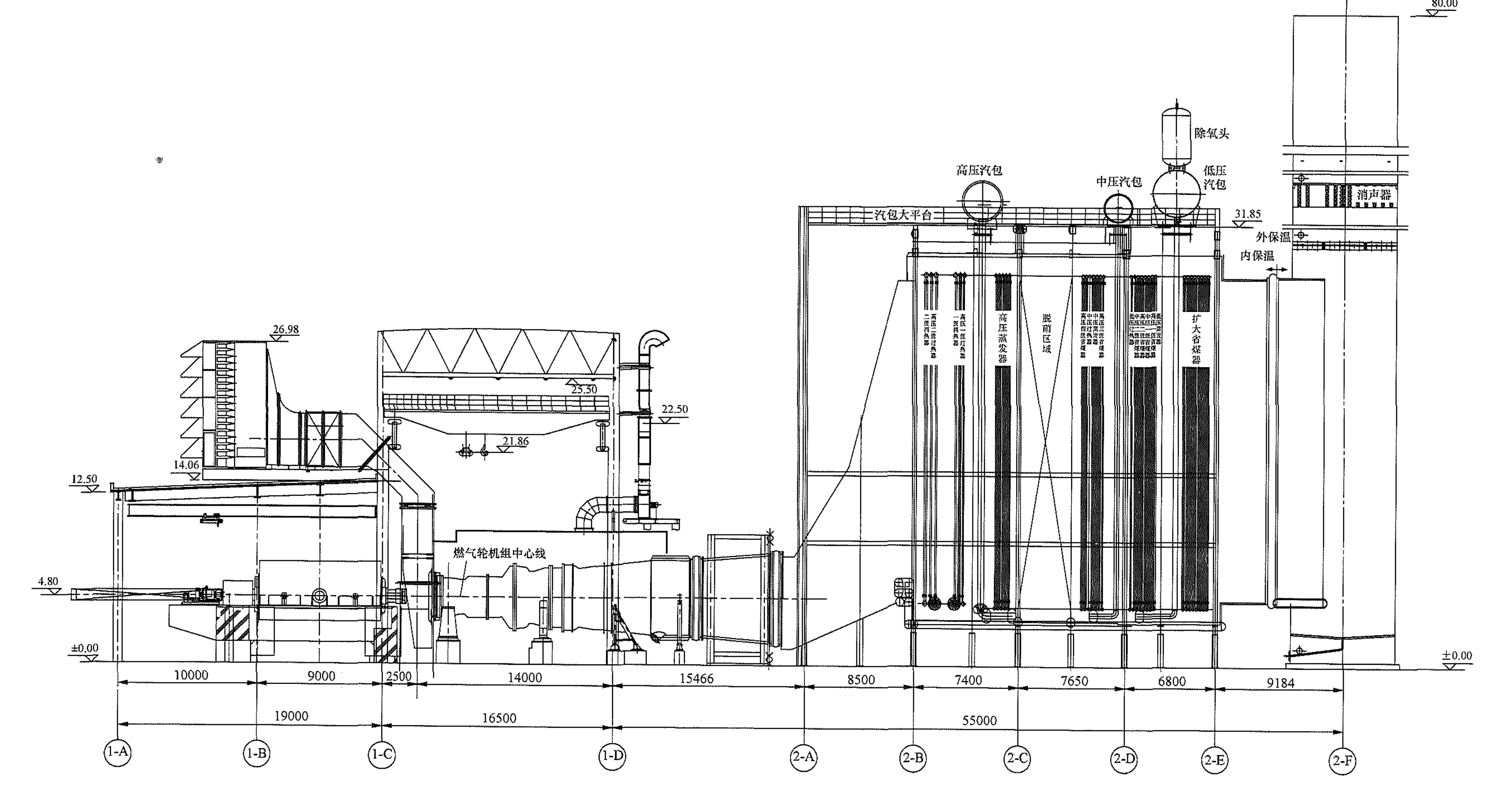


图 25-11　9F级燃气-蒸汽联合循环电厂“一拖一”主厂房断面图

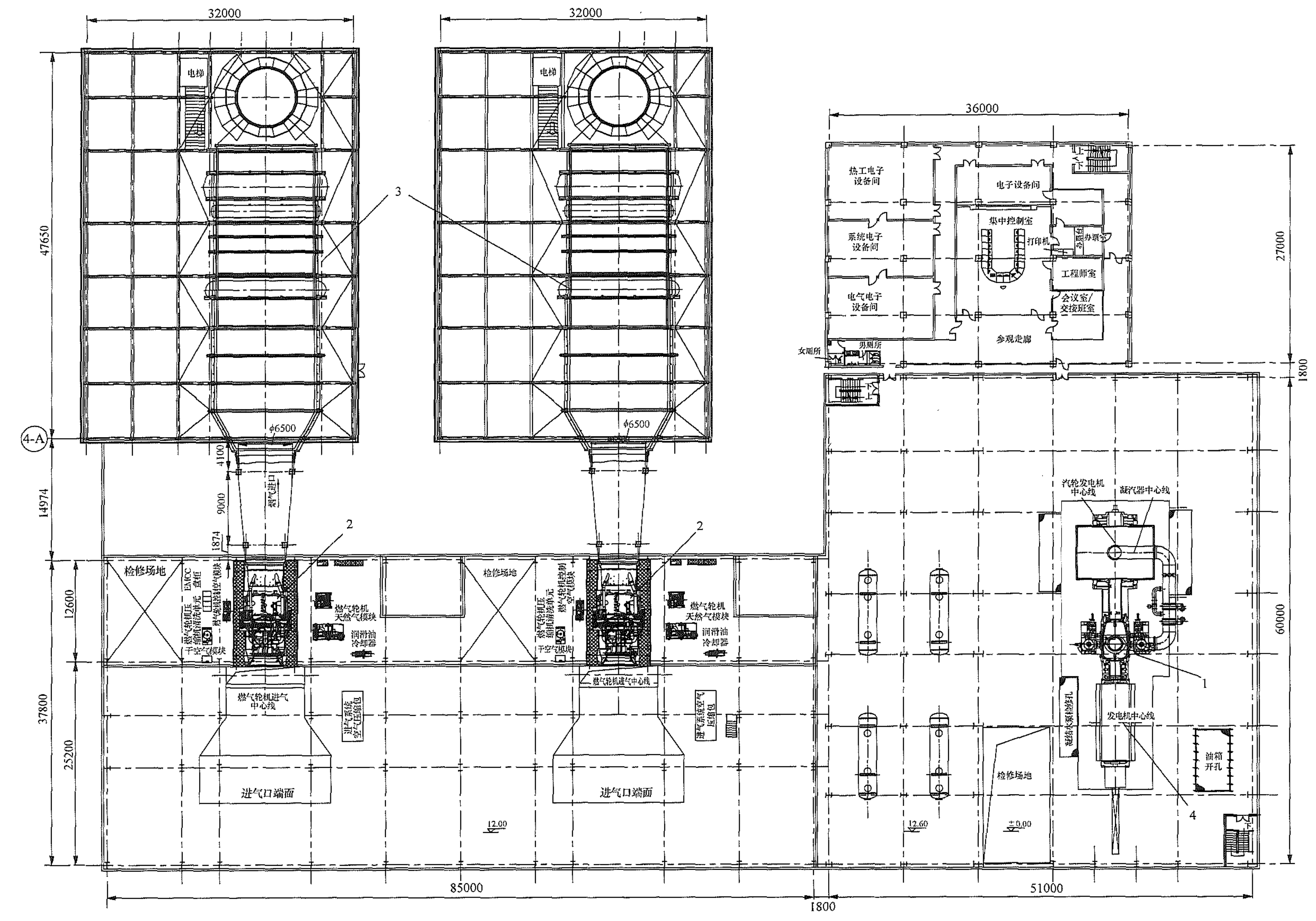


图 25-12　9F级燃气-蒸汽联合循环电厂“二拖一”运转层主厂房布置图

1—蒸汽轮机；2—燃气轮机；3—余热锅炉；4—发电机

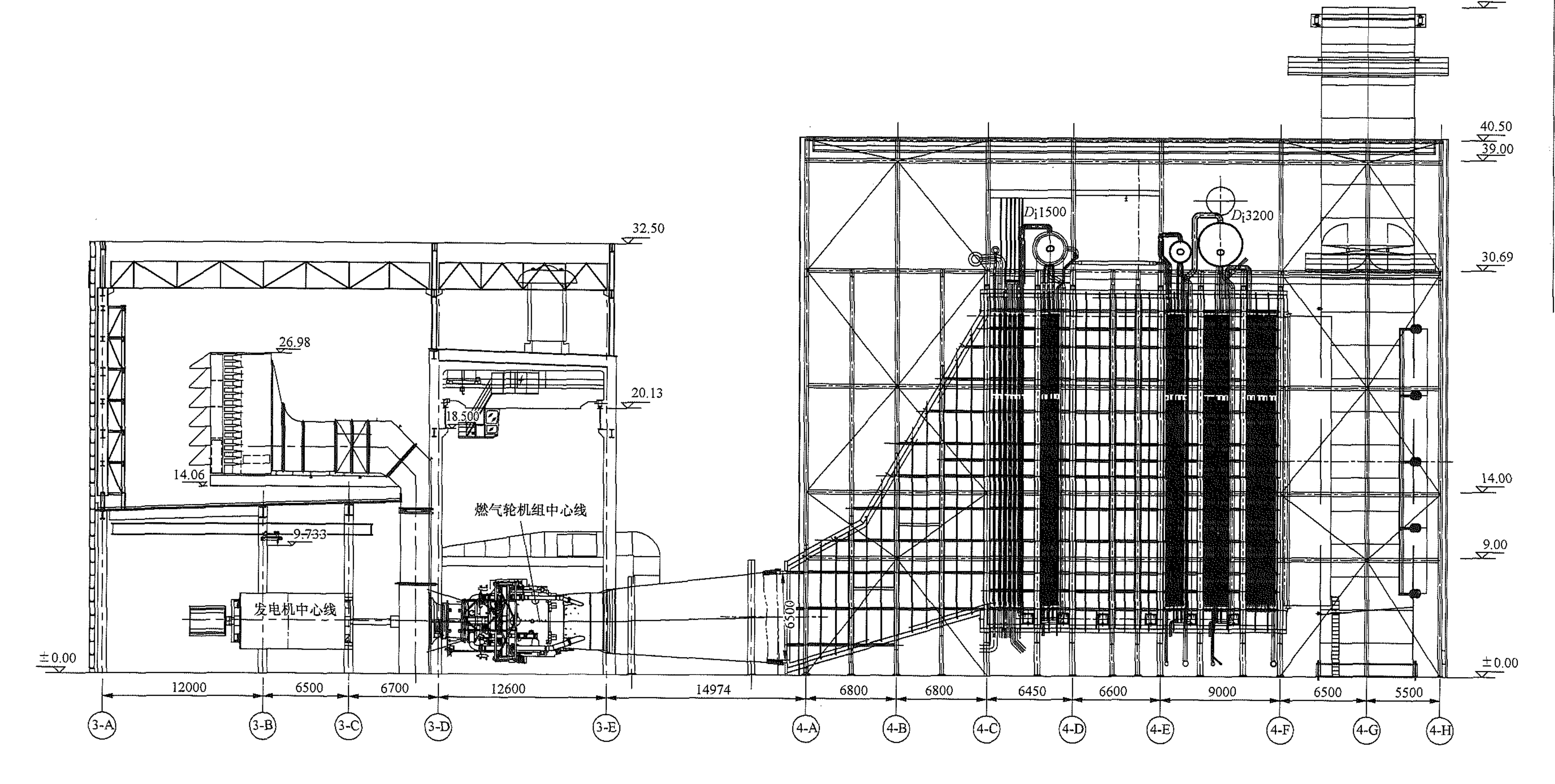


图 25-13　9F级燃气-蒸汽联合循环电厂“二拖一”主厂房断面图

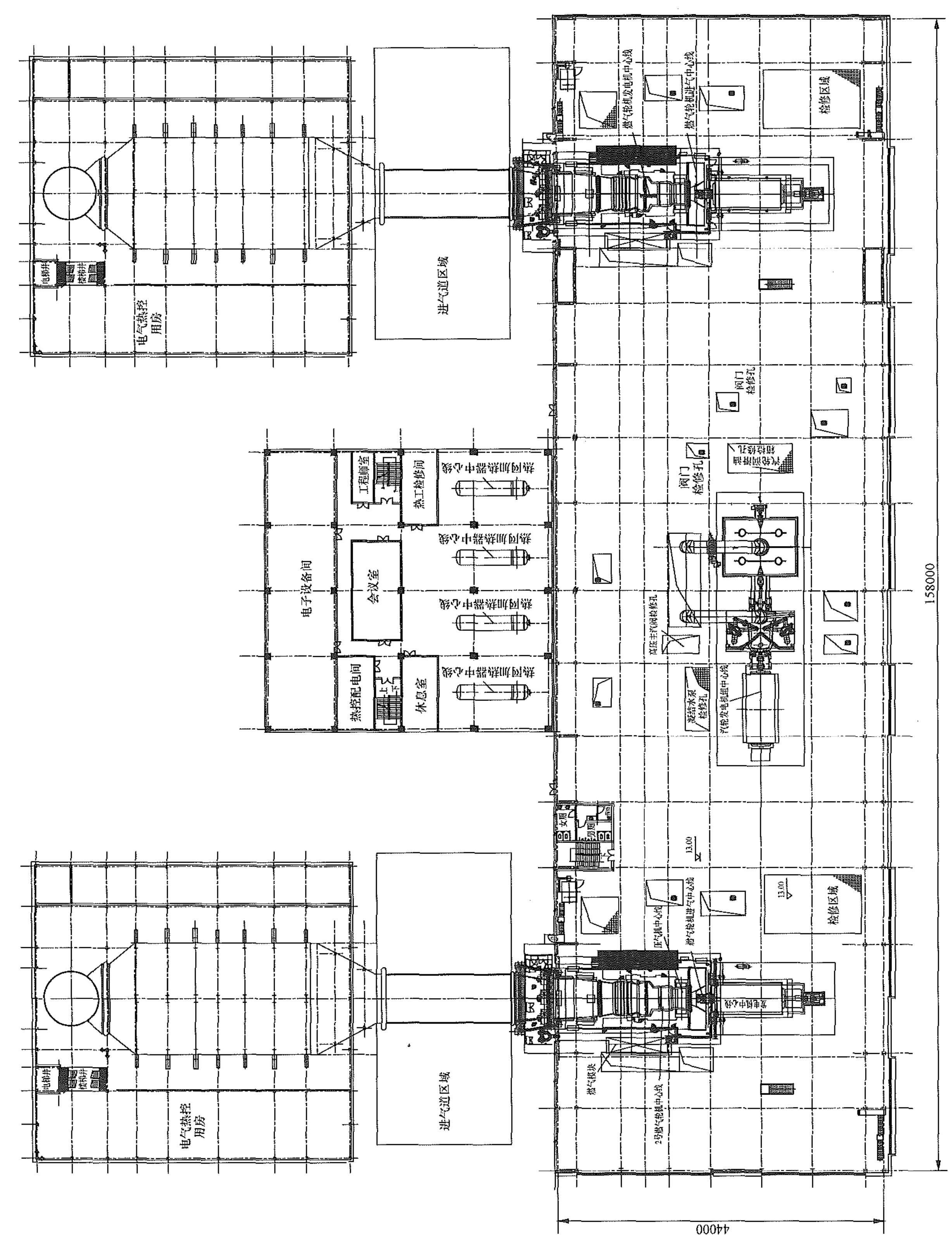


图 25-14　9F级燃气-蒸汽联合循环电厂“二拖一”主厂房平面图

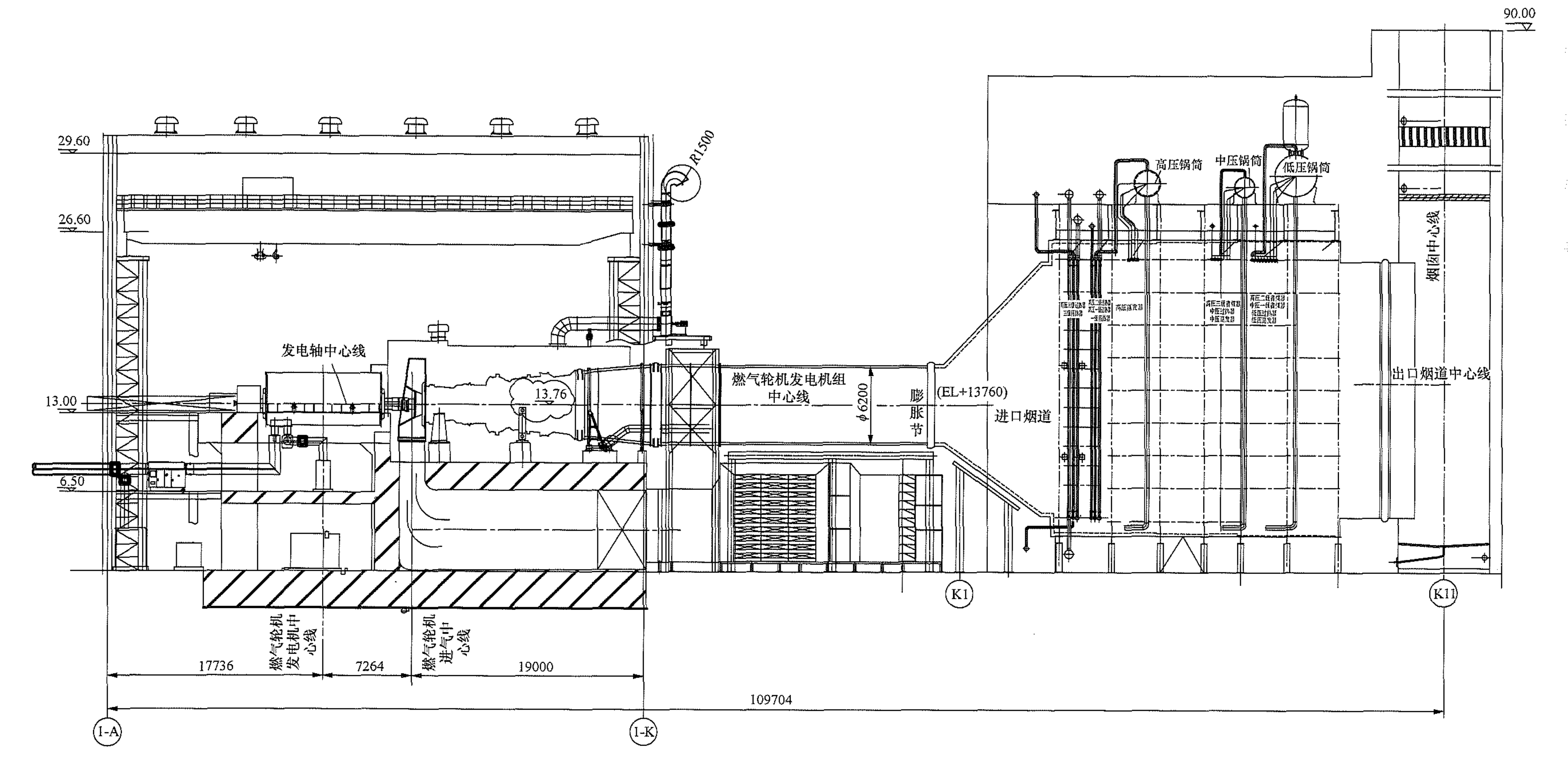


图 25-15　9F级燃气-蒸汽联合循环电厂“二拖一”主厂房断面图

第二十六章

给水泵及给水泵汽轮机

第一节　给　水　泵

一、概述

给水泵组是火力发电厂汽水循环系统的重要辅机，通过调节给水泵转速改变供向锅炉的给水流量和压力，向再热器、过热器提供减温水或事故喷水，以适应单元机组的启停、负荷变化、定压和滑压运行，满足电网机组调峰、变频的需要，提高机组变工况运行的经济性和安全可靠性。给水泵外形如图 26-1 所示。

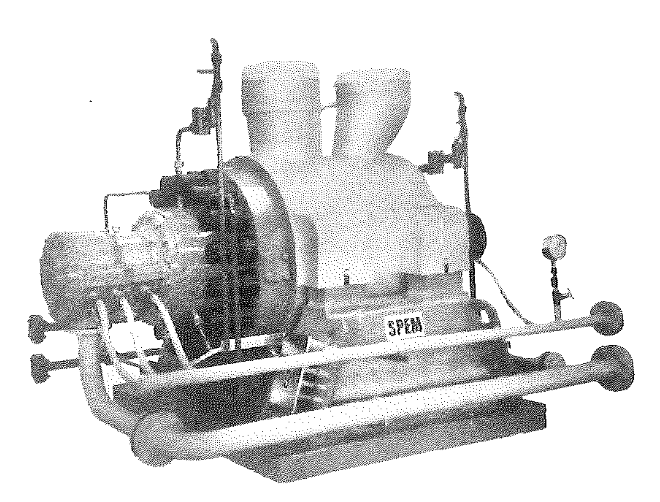


图 26-1　给水泵外形图

二、主要技术规范

（一）性能保证

给水泵组的典型保证性能应有如下方面：

1. 最大工况点

电动给水泵组和汽动给水泵组的全流量，包括入口流量、出口流量、扬程、轴功率、泵组效率等；其中，泵组效率中不含调速装置的损失。

2. 额定工况点

电动给水泵组和汽动给水泵组的全流量，包括入口流量、出口流量、扬程、轴功率、泵组效率等；其中，泵组效率中不含调速装置的损失。

在额定工况点下，电动给水泵前置泵入口 $NPSH_r \leqslant$ ______m，汽动给水泵前置泵入口 $NPSH_r \leqslant$ ______m；在最大工况点下，电动给水泵前置泵入口 $NPSH_r \leqslant$ ______m，汽动给水泵前置泵入口 $NPSH_r \leqslant$ ______m。

3. 噪声

噪声必须控制在 GB/T 29529《泵的噪声测量与评价方法》规定的范围之内，小于或等于 85dB（A）。

4. 振动

汽动给水泵、电动调速给水泵组的各项振动值应符合 GB/T 29531《泵的振动测量与评价方法》的有关规定。

5. 寿命

水泵的使用寿命不少于 30 年（不包括易损件），其中机械密封等易损件可连续运行 8000h 以上。

（二）给水泵的主要性能要求

（1）汽动给水泵组能随给水泵汽轮机连续盘车。给水泵组能在最大工况点连续长期运行，同时又能满足锅炉各种运行工况下锅炉给水的需要量。给水泵组在额定工况点下的各项参数（含流量、扬程、效率）和最大工况点下的流量及扬程均能保证。

（2）给水泵组的性能曲线从最大工况点至出口关闭点的变化应当平缓，且无驼峰。出口阀关闭时的扬程升高不应高于额定工况点扬程的 20%。2 台给水泵组并列运行，从对应主机 THA 工况至最大工况点，汽动给水泵组主泵的运行效率应处于特性曲线最高效率范围。

（3）在给水泵组的额定工况点（即保证效率点），给水泵组的流量、扬程、效率、汽蚀余量应予保证，不允许有负偏差；给水泵组从最小流量点到最大工况点，泵组的流量、扬程、汽蚀余量应予保证，不允许

有负偏差。

（4）给水泵组在所有正常运行范围内时，设备应能连续运行，无需操作人员值守。

（5）无论是单台给水泵组运行，还是多台给水泵组并列运行，均应保证能以系统所需要的压力输送一定流量的给水到过热器减温器。

（6）给水泵组的前置泵应与给水泵主泵相匹配，最小流量工况点到最大流量工况点下连续运行时，均应保证给水泵主泵不发生汽蚀。

（7）在因为负荷变化或汽轮机脱扣引起的电厂瞬变工况下，给水泵组应能安全运行而无汽蚀现象，在所有运行工况范围内，前置泵的扬程应大于给水泵主泵所需的必需汽蚀余量并留有足够裕量用以抵消电厂中系统瞬变引起的变化。

（8）给水泵组的结构设计应能经受热冲击。拆卸叶轮、泵轴和轴承时，应不需要拆卸出入口管道，泵的轴封装置应可靠耐用。

（9）若两台给水泵组的特性曲线应完全一致，在所有机组运行工况范围内，两台给水泵组并列运行的负荷分配偏差应限制在5%以内。

（10）给水泵中间抽头流量应满足机组再热器减温水的要求。

（11）同类型泵的叶轮、转子和其他可拆卸部件应是可互换的。同类型的备用芯包应能在所提供的任何一台泵组的壳体中进行性能试验。叶轮的硬度应比可拆卸式泵壳或其他静止部分高一个等级，以防止材料咬住。

（12）在每个前置泵的出口管道中设置流量测量一次装置以测量通过泵的确切流量，流量测量一次装置放置在使节流装置的压差不致将压力减小到引起闪蒸的位置。制造厂的每台泵组能连续运行而不受损坏的最小流量为额定流量的20%～25%（对应额定工况下的转速）。

（13）在各使用条件下，给水泵需配置暖泵系统，并提供详细的暖泵系统图和有关暖泵启动的过程和参数的控制，说明给水泵组启动时的具体条件。

（14）给水泵主泵、前置泵的叶轮、转子均应分别进行静平衡和动平衡试验。静平衡精度不低于GB 9239.1《机械振动恒态（刚性）转子平衡品质要求 第1部分：规范与平衡允差的检验》中的G6.3级，动平衡精度不低于GB 9239.1中的G2.5级。泵的振动应在无汽蚀运转条件下测量，轴承处的振动值应符合GB/T 29531《泵的振动测量与评价方法》的要求。

（15）各台前置泵入口管设落地安装式粗过滤网，各台给水泵主泵入口分别装设精过滤网。给水泵组的滤网形式应满足电厂要求。

（三）设备的主要结构要求

1. 前置泵

前置泵应为主给水泵提供合适的扬程，以满足主给水泵在各种工况下必需汽蚀余量的要求，并应留有足够的裕量。前置泵还应考虑在最小流量工况及系统甩负荷工况共同作用下，前置泵自身不发生汽蚀，其主要部件均应采用抗汽蚀材料制成，在结构上还应考虑热膨胀等的因素。

（1）壳体。壳体需采用高强度、抗汽蚀的材料。为了减少法兰盘在压力荷载与热冲击联合作用下的变形，壳体上的连接螺栓应采用高强度螺栓。壳体上盖上应设有排气阀。

（2）叶轮与轴。叶轮材料应采用抗汽蚀的不锈钢，与轴配合后并经高速动平衡试验，精度不低于ISO 1940－1—2003《机械振动》中的G 2.5级，轴应采用优质不锈钢锻件制成。

（3）轴承。前置泵轴承应用稀油润滑，并装有温度测点。

（4）轴封。前置泵应采用机械密封，并配有冷却水套和过滤器等附件。

2. 主给水泵

主给水泵一般设计成水平、离心、多级筒体式，为便于快速检修，泵内部组件应设计成可以整体从泵外筒体内抽出的芯包结构，芯包内应包括泵所有的部件。相同型号的泵组芯包内所有部件都应具有互换性。制造厂应说明泵组检修抽芯包的具体过程。

筒体内所有受高速水流冲击的区域都应采取适当的措施以防止冲蚀。所有接合面也应采取保护措施。给水泵结构见图26-2。

（1）转动元件。

1）泵转子应为刚性转子。泵轴在易磨损处应有可调换的轴套。

2）泵转子在介质中的最低临界转速应超过最大运行转速的150%。

3）所有转动部件必须组装后做高速动平衡试验。制造厂应提供具体的试验精度和试验转速。

4）轴扭转剪切应力应有足够的安全系数，制造厂应给出许用应力和安全系数的计算值。

5）汽动给水泵组应允许与给水泵汽轮机同时低速盘车，不需脱开联轴节。

（2）水力部件。泵中所用的叶轮和导叶及内部流道的设计应保证给水泵具有较高的水力效率，径向间隙应根据效率、临界转速和轴挠度确定，保证主给水泵具有较高的运行效率和可靠性。叶轮与泵壳应采用适当的结构和材质，从而保证动、静部分即使发生磨损，也可保护转动部件。在磨损发生后，通过调整动、静部分间隙，也可使泵组保证高效运行。

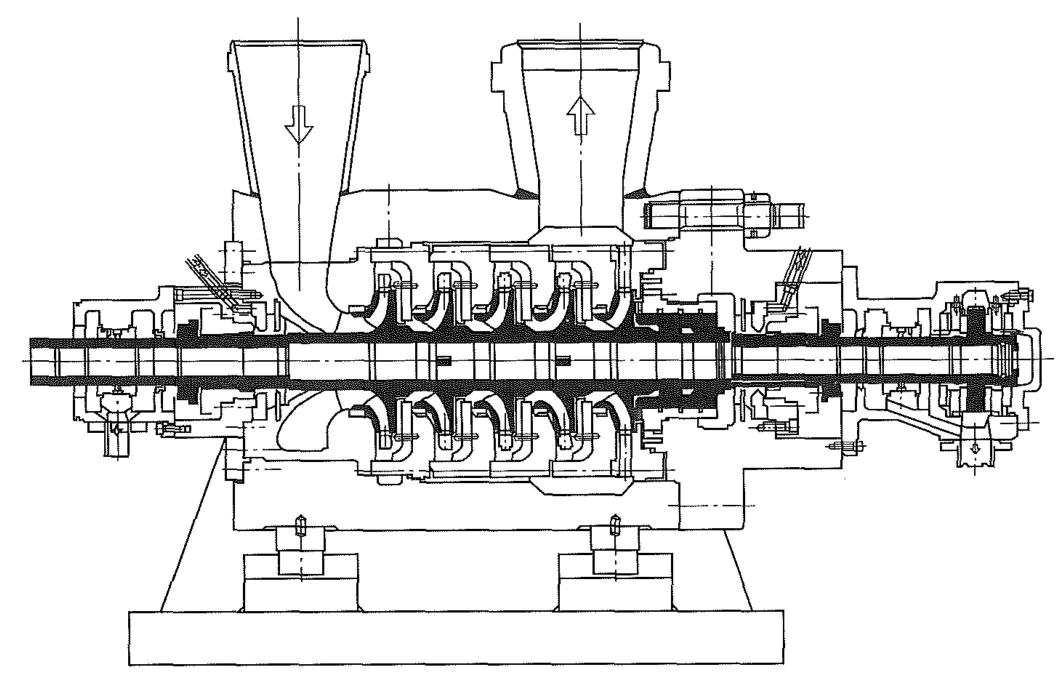


图 26-2　给水泵结构

（3）中间抽头。给水泵主泵中间级上一般有一中间抽头，中间抽头的出水压力、流量应满足再热器喷水减温的要求，泵中间抽头出口设置止回阀和关断阀。

（4）平衡装置和推力轴承。泵的水力平衡装置应为平衡鼓或平衡盘结构，通过平衡装置平衡大部分轴向推力，其余轴向力通过推力轴承平衡，整套平衡装置应能防止主泵在任何工况下，转子轴向窜动。推力轴承应在所有的稳态和暂态情况下，包括泵启动和停止时应能维持纵向对中和可靠的平衡轴向推力。

（5）轴端密封。

1）采用机械（或迷宫）密封，并能保证泵在任何工况下（包括热备用工况）密封水不进入泵而泵送水不泄漏出来。

2）电动给水泵采用机械密封，应采用快装型密封，同类型泵的密封应可以互换。

3）汽动给水泵采用迷宫密封，应提供泵组要求的冷却水流量、温度、压力和水质。

3. 设备材质要求

在汽动和电动给水泵组的材质中，凡不锈钢材料一般按 ASTM 或 JIS 标准要求加工，凡碳钢材料应用机械或化学方法除去内外表面的氧化层，当用化学方法清洗时，材料不应显出斑迹或其他过度的腐蚀，所有清洗后的废渣应全部清除。

（四）配供的辅助设备要求

1. 液力偶合器

详见本章第三节相关内容。

2. 泵组润滑油系统

（1）泵组设计中，应有完善的润滑油系统，并供应全套润滑油设备。润滑油系统应包括工作油泵、润滑油泵、辅助交流油泵、直流油泵、工作油冷油器、润滑油冷油器、油过滤器及有关监控仪表，所有冷油器均布置在运转层，冷油器采用板式，冷油器油侧进出口均设隔离阀。

（2）汽动给水泵组的润滑油源一般由给水泵汽轮机供给。

（3）电动给水泵组润滑油系统由电动给水泵组制造厂提供润滑油装置。

（4）系统中需设置直流油泵，保证在厂用电失电的情况下各轴瓦不受损。

3. 电动给水泵主泵测速元件

电动给水泵主泵测速采用可靠、适当的结构就地实现并发出 4～20mA 信号至集中控制室，转速传感器型号及生产厂家由电厂确认。

电动给水泵主泵测速应采用具有反转保护功能的测速装置。

4. 暖泵系统

（1）暖泵系统的设计应充分保证给水泵不产生热分层而造成筒体变形。

（2）暖泵系统应保证当几台给水泵中只要有一台泵在运行就能向处于备用状态的汽动给水泵提供足够的暖泵水。

（3）制造厂应提供暖泵系统所有阀门的温度和压力及设定的阀门流量系数以确定阀门通径，选定的阀门通径必须满足暖泵水的流量、温度、压力的要求，确保暖泵系统能安全运行。

（4）制造厂应提供汽动给水泵、电动给水泵暖泵系统图和所需水量。

第二节 给水泵汽轮机

一、概述

给水泵汽轮机的任务是驱动给水泵，并满足锅炉所需的给水流量和压力要求。给水泵汽轮机的工作原理和本体结构与主汽轮机相似，主汽阀、汽缸、隔板、转子、支撑轴承、推力轴承、轴封装置及汽轮机本体系统等样样俱全，但不同制造厂提供的给水泵汽轮机的具体结构都有所不同，也有冲动式和反动式之分。600MW 及以下机组的半容量给水泵汽轮机一般采用单流式凝汽式汽轮机，随着机组容量的提升，单流式凝汽式汽轮机的末级叶片高度需大大增加，部分制造厂为了降低末级叶片的设计难度，考虑采用双分流式汽轮机，即每台汽轮机采用两个排汽口。

为了满足给水泵汽轮机启动和正常运行的要求，通常给水泵汽轮机有高压蒸汽和低压蒸汽两个汽源。对于一次再热机组，高压蒸汽一般取用主汽轮机的高压缸排汽，即再热冷段蒸汽；低压蒸汽则来自主汽轮机第四级抽汽（具体级数根据回热系统配置情况有所不同）。而对于二次再热机组，高压蒸汽一般取用主汽轮机的高压缸排汽，即二次再热冷段蒸汽；低压蒸汽则来自主汽轮机第五级抽汽（具体级数根据回热系统配置情况有所不同）。部分型号给水泵汽轮机配有自动进行切换汽源的机构，可自动切换汽源，由高压到低压，或低压到高压，也有部分机型允许在切换过程中高压和低压两种蒸汽同时作为给水泵汽轮机的工作汽源。

一般来说，给水泵汽轮机的容量跟随给水泵，一台给水泵配置一台给水泵汽轮机。给水泵汽轮机选型与主汽轮机和汽动给水泵的运行要求是密不可分的。其性能优劣直接影响整个机组的运行，因此其选型在实际工程设计中应进行详尽的优化设计，以满足机组运行的可靠性和经济性。给水泵汽轮机的制造厂大多数是主汽轮机的供应商，国外主要给水泵汽轮机制造厂有西门子、通用电气、三菱等公司，国内给水泵汽轮机制造厂主要有杭州汽轮机股份有限公司、东方汽轮机有限公司、上海汽轮机厂等。

二、主要技术规范

（一）性能保证

（1）给水泵汽轮机应能满足给水泵最大工况时的功率要求，并有 5%的功率余量。

（2）制造厂应提供给水泵汽轮机额定工况时（进汽为低压汽源的额定参数），给水泵汽轮机的平均背压、转速、功率、内效率、热耗率，并对性能值予以保证。内效率、热耗率试验值计算不考虑仪表偏差。

（3）汽轮机制造厂应保证在给水泵汽轮机额定工况时，在轴上（非轴承座上）测得的双振幅值（水平径向和垂直径向）在某一限制范围内，如不超过 30μm。

（4）汽轮机制造厂保证距设备（包括保温）及外罩 1m 空间处，测得的噪声值应小于或等于 85dB（A）。

（5）现场验收试验，凡未另行规定的，均须按照 ASME 试验规范进行。汽轮机热力性能验收标准为 ASME PTC6—1996，蒸汽的性能须取自 IAPWS－IF97 规定的水和蒸汽特性图表。

（二）相关技术标准

给水泵汽轮机的设计、制造所遵循的标准原则为：

（1）凡按引进技术设计制造的设备，需按引进技术相应的标准如 ASME 或 IEC 等规范和标准及相应的引进公司及其所在国的规范和标准进行设计、制造、检验。

（2）在按引进技术标准设计制造的同时，还必须满足最新版的国家标准和相关行业标准、规范。如引进技术标准和国家标准及相关行业标准、规范相矛盾，以要求高的标准执行。

（3）在按引进技术标准设计制造的同时，还必须满足有关安全、环境保护及其他方面最新版的国家强制性标准和规程（规定）。

三、设备的主要性能要求

（1）给水泵汽轮机应配有自动进行切换汽源的机构。在主机负荷变化到低于 30%主机 TMCR 负荷时，可自动切换汽源，由高压到低压，或低压到高压。切换过程中也允许高压和低压两种蒸汽同时作为给水泵汽轮机的工作汽源。

给水泵汽轮机汽源切换的设计上应能满足机组在 30%～100%负荷下汽轮机突然跳闸（此时四级抽汽立即中断）后，给水泵汽轮机应立即从低压汽源（四级抽汽）切换到高压汽源（再热冷段）供汽，并不引起给水泵出力产生较大波动。

（2）给水泵汽轮机对汽源参数的适应性。本小节为对给水泵汽轮机汽源参数适应性的要求。对于低压汽源，给水泵汽轮机应按各可能发生的工况进行设计；对于高压汽源，制造厂需给出允许长期运行的初参数上限，以及在非正常情况下，允许的初参数上限和累计持续时间。

1）高压汽源允许的初压变化。以东方汽轮机厂 HPT 400－420/6s 型给水泵汽轮机为例，入口初压允许在小于额定压力 110%下运行。在非正常情况时，压力瞬时值允许在 130%额定压力以下，但在初压高于额定压力的 110%以上运行累计持续时间允许为 12h/12

个月。

2）高压汽源允许的初温变化。以东方汽轮机厂HPT 400－420/6s型给水泵汽轮机为例，在正常情况下，初温不超过额定初温加8℃。在异常情况下，不超过额定初温加14℃，累计持续时间不大于400h/12个月；也不能超过额定初温加28℃，其累计持续时间不大于80h/12个月。

3）低压汽源。给水泵汽轮机的低压进汽应按主汽轮机有关抽汽口处的抽汽可能发生的压力和温度变化进行设计，特别是温度、压力变化同时出现的情况。

（3）进汽主汽阀应配置永久的耐腐蚀蒸汽滤网，滤网的有效流通面积至少为给水泵汽轮机抽汽接口横截面面积的2倍。

（4）给水泵汽轮机的结构设计应允许从零负荷不受限制地加速到额定运行工况，同时不需对汽缸的内外壁温差、胀差等进行监视，即能适应快速启动和负荷急剧变化情况。

（5）给水泵汽轮机转速可远方控制，在3000r/min至最高连续转速范围内应能连续平稳地运行，其最低转速应能维持给水泵的最小流量循环工况。

（6）给水泵汽轮机的设计应考虑各种工况时各种荷载的不利组合。这些荷载包括内部和外部的设计压力、设备的重量和运行状况或试验状况时的工质量、附加荷载如保温和附加设备或管道重、安全阀排放引起的荷载等。

（7）机组设计（如转子、叶片、汽缸、轴承等）应能适应负荷急剧变化和快速启动的要求。动叶设计应能经受住正常暖机时在共振频率下运行。轴承设计应防止出现油膜振荡；不需吊出汽缸及转子所有轴承就能方便地取出、更换和调整；轴承座上应留有现场装设测量与试验装置的位置与空间。

（8）机组设计应充分考虑各类情况，以防止意外的超速、进冷汽、冷水、着火和突然振动。

（9）在给水泵汽轮机任一级中的湿蒸汽都必须限制在最小范围内，叶片应采用适当的工艺加强侵蚀保护。给水泵汽轮机其他易受侵蚀部分也应有保护措施。末级叶片采用进汽边淬硬措施防止水的侵蚀。

（10）给水泵汽轮机汽封系统和真空系统的管道及部件应按计算出的间隙泄漏的300%确定尺寸。

（11）给水泵汽轮机应有防止后汽缸和凝汽器因压力升高而受损的排大气阀等保护措施。

（12）给水泵汽轮机应在整个工作速度范围内自动控制运行，制造厂应说明给水泵汽轮机在临界转速下运行的限制。汽轮机跳闸的速度应比给水泵保证值所要求的速度大10%，并应比给水泵惰走速度快得多，这样可避免惰走时不稳定流量波动引起的假性跳闸。

（13）给水泵汽轮机应配供盘车装置及其控制系统。盘车装置的投入与脱开应为自动，当给水泵汽轮机无润滑油时盘车装置不运行，并提供手动盘车装置。盘车速度须满足给水泵盘车速度的要求。盘车装置能做到自动啮合、自动退出而不发生撞击，并驱动给水泵随给水泵汽轮机一起盘车。盘车系统设置压力开关和压力联锁保护，防止在油压建立前投入盘车。盘车装置运行中如发生供油中断或油压降低到不安全值，应及时报警，并停止运行。

（14）在轴承上（非轴承座上）测得的轴振动峰值（水平径向和垂直径向）依据API–612《特殊用途蒸汽轮机》执行。外罩1m空间处测得的噪声值不超过85dB（A）。

（15）给水泵汽轮机排汽至主机凝汽器或独立的凝汽器。

四、设备的主要结构要求

1. 转子和叶片

（1）给水泵汽轮机转子应彻底消除残余内应力。

（2）转子相对推力瓦的位置应设标记，以便容易确定转子的位置。

（3）叶片设计应是高效、成熟，使叶片在所有运行工况范围内均不致发生共振。

（4）汽轮机制造厂应说明转子及叶片材料，提供转子质量、重心及转子的转动惯性矩值。转子脆性转变温度$FATT_{50}\leqslant0$℃。

（5）叶片的尺寸须十分准确，具有良好的互换性，以便顺利更换备用叶片。

（6）给水泵汽轮机的转子在出厂前必须做高速动平衡试验，试验精度须小于1.2mm/s，转子的一阶和二阶临界转速应避开整个工作转速范围。

（7）给水泵汽轮机的设计应允许不揭缸进行转子动平衡试验。

2. 汽缸

（1）汽缸应做到彻底消除残余内应力。

（2）给水泵汽轮机汽缸应有轴向中分面，轴向中分面应用金属对金属接合面，使用合适的接合面涂料，不得使用垫料（包括线形垫料），并通过适当地拧紧螺栓保持紧密地贴合。多级给水泵汽轮机的汽缸在高压和低压部分之间也可有径向中分面。当在端盖和汽缸径向中分面之间采用垫圈接合时，应对垫圈进行限位，以保证安全可靠。

（3）所有喷嘴环应是可更换结构。

（4）汽封的结构形式应为可更换的迷宫汽封。汽封材质应采用无铜材质。汽缸端部汽封及中间汽封应有适当的弹性，当转子与汽封偶有少许碰触时，可不致损伤转子或导致大轴弯曲，汽轮机制造厂应提供间

隙的具体数据、漏汽量和改进汽封系统以减少漏汽量的方案。

（5）级间汽封设计应采用径向汽封，以提高机组启停性能。

（6）蒸汽室和汽缸应设有具有全排放能力的疏水孔。

3. 轴承及轴承座

（1）主轴承的形式应确保不出现油膜振荡，各轴承的设计失稳转速应避开额定转速的25%以上及全部工作转速范围，具有良好的抗干扰能力。轴承的失稳转速大于8000r/min。

（2）主轴承应是水平中分面的，不需吊转子就能够在水平、垂直方向进行调整，同时应是自对中心型的。

（3）推力轴承应能承受在任何转速、任何工况下所产生的最大推力。

4. 主要阀门

进汽阀、进汽调节阀、进汽止回阀均应严密不漏，水压试验压力为最大允许工作压力的1.5倍。主汽阀可在汽轮机运行中进行遥控活动试验，并具备检修后进行单独开闭试验的性能。

5. 润滑油系统

（1）润滑油系统应设有可靠的供油设备及辅助供油设备，在启动、停机、正常运行和事故工况下，满足给水泵汽轮机的所有轴承的用油量及汽动给水泵组设备所有轴承的用油。

（2）润滑油箱的大小应在失去交流电而冷油器无冷却水时，允许给水泵汽轮机安全惰走而润滑油温不高于79℃。油箱底部应有一定坡度以便放油，油箱上应有事故放油、排污、补充净油及接至净化装置的接口和取样接口及阀门。

（3）冷油器设计原则。

1）在给水泵汽轮机额定工况功率和给定的最高水温下，2台1运1备的任一冷油器换热量不小于该冷油器120%的实际换热量。

2）冷油器的设计和管路布置方式须允许在一台运行时，另一台停用的冷油器能排放、清洗或调换。

（4）在油系统和设备上，必须设置有效的排气孔、窥视窗。润滑油的回油应是无压的。

（5）汽轮机润滑油系统所用管道及附件须是强度足够的厚壁管，至少须按提高一个压力等级进行设计。尽量不用法兰及管接头连接，对靠近蒸汽管道和热表面的油管道须采用防护结构，油系统中的附件不使用铸铁件。

（6）给水泵汽轮机润滑油系统用油应符合ISO相关标准的要求，润滑油牌号须和主汽轮机一致。

（7）交流主油泵和交流备用主油泵能正常并列运行、互为备用，并保证切换时油压稳定。

（8）凡有可能聚集油气的腔室，如轴承箱、回油母管等，须有排放油气的设施。

（9）汽轮机油系统设计要考虑保持轴承座适当的真空，以防油挡漏油，并从汽轮机结构和系统设计上采取措施，防止有汽水由于轴封漏汽等原因而进入油中。

（10）润滑油系统中所配的油泵、风机的交流电动机须选用防爆型。

（11）油箱须设置事故放油接口。油箱底部还须设置放水阀门，能在运行中进行放水和供化学取样，但必须采取措施确保其严密性。

（12）润滑油箱上预留与油净化处理装置、储存油箱连接的接口。

6. 设备材质要求

（1）给水泵汽轮机和辅助设备及附件所选用的材料、制造工艺及检验要求均应不低于相关标准和国际标准的有关规定。

（2）制造厂选材时须注意蒸汽中的氢氧化钠、硫酸盐、磷酸盐、铜和铅等杂质可能促使应力腐蚀裂纹发生的情况。

（3）给水泵汽轮机零件材料。

1）叶轮、主轴应为锻钢（脆性转变温度为-1℃）。

2）喷嘴、叶片锁块、叶片（动叶和静叶）、围带及蒸汽滤网应为11%～13%铬钢、钛合金。

3）承受转动或滑动的外部零件（如调节阀联动铰链、阀杆、弹簧及调整机构）应为适应现场环境的抗腐蚀材料。

（4）铸件应完好而无缩孔、气孔、裂缝、起皮、砂眼或其他有害缺陷。铸件表面应经喷砂、喷丸、酸洗或其他标准方法清理，所有铸模分型面上的飞边和残留的浇口及冒口应铲平、锉光或磨平。

（5）油系统管路应减少法兰连接，采用氩弧焊焊接油管路。

第三节　调速装置

一、概述

在电力工业生产中，各类水泵是重要的辅助设备，其品种多，容量大，消耗的电能占发电量8%左右。为了降低水泵的电耗，除了提高水泵本身的效率外，采用变速调节方式驱动是一种最有效的措施。因为电力生产的负荷随用户的需求而时刻变化，所以大多数水泵都需要根据主机负荷而经常调节流量。当采用节流调节时，水泵的流量主要采用调节阀门或节流挡板来进行调节，低负荷时甚至节流50%以上。由于存在节

流损失及偏离高效区运行，能量浪费非常严重，其节能潜力相当可观。

如改为调速驱动，既可以取消节流损失，又可以保证水泵始终运行在高效区，因此可以大幅度节约电能。随着液力传动技术的日益发展，采用调速装置来对水泵进行调速和流量的调节，既对环境无污染，又有着较高的效率，是当前变速调节的主要趋势。本节主要对给水泵组采用的调速型液力偶合器进行介绍。

（一）结构形式

调速型液力偶合器主要依靠液体在叶轮中的动能来传递动力，由液力元件的泵轮将输入的机械能转化为液体能，涡轮则把液体能转化还原为机械能。

如图 26-3 所示，调速型液力偶合器由对称布置的泵轮、涡轮及主轴、外壳、导管等构件组成。外壳与泵轮通过螺栓固定连接，其作用是防止工作液体外溢。输入轴（与泵轮固定连接）与输出轴（与涡轮固定连接）分别与动力机和工作机相连接。泵轮和涡轮均为具有径向直叶片的叶轮。由泵轮和涡轮具有叶片的凹腔部分所形成的圆环状空腔称为工作腔，供工作液体在其中循环流动，传递动力进行工作。在相同情况下，工作腔充液量越大，其传递力矩（或转速）的能力也越大；反之亦然。因而调节工作腔中充液量（充满度），就可改变其输出力矩和转速。调速型液力偶合器的特点是充液量可调，它可在电动机转速恒定的条件下，通过操纵勺管开度，对其输出转速进行无级调节，并通过液力偶合器泵轮和涡轮之间工作油的循环流动，将电动机的功率平稳而无冲击地传递给工作机械。

固定箱体通过 4 套轴承支撑着由输入轴、输出轴和泵轮、涡轮组成的旋转组件。输入轴带动供油泵，从油池吸油后泵出经冷却器冷却后进入工作腔，如图 26-3 所示。

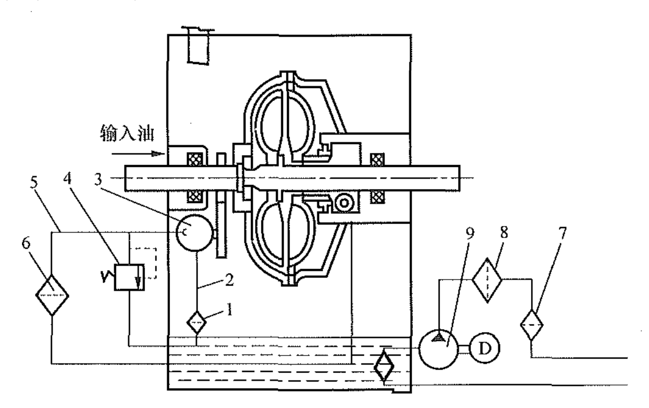


图 26-3　液力偶合器主体及辅助系统

1—粗滤器；2—吸油管；3—供油泵；4—安全阀；5—出油管；6—冷却器；7—精滤器；8—冷却器；9—辅助油泵

高速循环流动的油流在由泵轮和涡轮组成的工作腔中通过叶片传递动力。由电动执行器拖动的导管调节工作腔中油液充满度（输出转速与充满度成正比），从而调节输出转速。如电动机与机泵的轴承需供油润滑，可在液力偶合器体外增设辅助油泵、冷却器和精滤器系统，提供压力润滑，用以取代原润滑油泵站，简化系统且减少设备投资。

水泵属于流体机械，在管路特性与其相似工况抛物线一致时，其轴功率 P_N 与转速 n 的三次方成正比（$P_N \propto n^3$），流量 q 与转速的一次方成正比（$q \propto n$），在为减小流量而降低转速时，功率会大幅度下降。在机组变负荷运行方式下，如果主要辅机采用高效可调速驱动系统取代常规的定速驱动系统，无疑可节约大量的节流损耗，节电效果显著，潜力巨大。除此之外，由于可调速驱动系统都具有软启动功能，可使电厂辅机实现软启动，避免了由于电动机直接启动引起的电网冲击和机械冲击，从而可以防止与此有关的一系列事故的发生，如电动机转子笼条的疲劳断裂、定子端部绕组绝缘损坏击穿等重大事故，提高了辅机运行的可靠性。

（二）冷却水和润滑油系统

液力偶合器需要的典型冷却水数据见表 26-1。

表 26-1　液力偶合器典型冷却水数据

冷却位置	水量（m^3/h）	工作水压［MPa(g)］	工作水温（℃）	水质
工作油冷却器（板式）	110	0.45	33	循环冷却水
润滑油冷却器（板式）	20	0.45	33	循环冷却水

一般电动给水泵、电动机和液力偶合器共用一套油系统，由液力偶合器提供油源，油质与汽轮机润滑油一致。在油系统和设备上，必须设置有效的排气孔，润滑油回油应是无压的。

如图 26-3 所示，液力偶合器油系统应包括工作油泵、润滑油泵、辅助交流油泵、工作油冷却器、润滑油冷却器、油过滤器及其有关的监控仪表。

整个润滑油系统应针对电动给水泵组的动力电源及液力偶合器的交流油泵同时失去电源的极端情况下，考虑采用设置高位油箱等措施来保证泵组的安全。

液力偶合器一般采用整体集装式箱体结构，将偶合器的主体部分及工作油、润滑油油管路合装在一个箱体中。箱体的下部作为油箱，油箱结构应能便于加换油及外接滤油机，使得箱体和油箱组成一个紧凑的整体。液力偶合器壳体采用水平剖分式结构，方便检修维护，外部为一个整体罩壳，应保证密封严密。

液力偶合器设置主、辅启动油泵，在泵组启动前向给水泵和电动机轴承提供润滑油。油泵系统体外布

置，方便维护。液力偶合器可以通过设置自动控制油温的装置调节油温，也可以通过装在冷却水管道上的油温调节阀调节油温。

二、主要技术规范

对液力偶合器设备的性能要求如下：

（1）液力偶合器工作油量应使其工作油温在不同负荷下最大不超过130℃，正常情况下不超过90℃。

（2）液力偶合器应能在调速范围内各工况点平衡运行。

（3）液力偶合器能在勺管任何位置启动和停止，且勺管调节时不允许有卡涩现象、转速控制点漂移的情况。

（4）勺管操作方式需采用可靠的结构，制造厂应详细说明所采用的勺管调节方式、控制过程。

（5）液力偶合器调速性能曲线中操作电流与输出转速应基本呈线性关系。

（6）应有完善的润滑油系统，并供应全套润滑油设备。冷油器采用板式（进口），冷油器油侧进出口均设隔离阀。

第二十七章

泵

第一节　凝　结　水　泵

凝结水泵将凝汽器热井内的凝结水升压后，送至回热系统。其工作特点是在高度真空下输送接近饱和温度的水。

一、凝结水泵的结构及部件

1. 凝结水泵结构

凝结水泵的常用型式为立式、抽芯型结构、筒袋型多级离心泵。凝结水泵的结构大致分为筒体部件、筒内壳体部件、转子部件和轴封部件等。其中，转子部件由泵轴、叶轮、轴、轴套、联轴器等组成；定子部件由下底座、筒体、出水壳体、中间轴承、推力轴承、密封部件等组成。

为降低凝结水泵必需汽蚀余量，泵首级叶轮可采用双吸式叶轮或采用诱导轮。典型的凝结水泵结构见图 27-1 和图 27-2。

2. 凝结水泵部件材质

典型凝结水泵部件材质，见表 27-1。要求所有过流部件均采用无铜材质，首级叶轮采用抗汽蚀性能较好的材料制成。

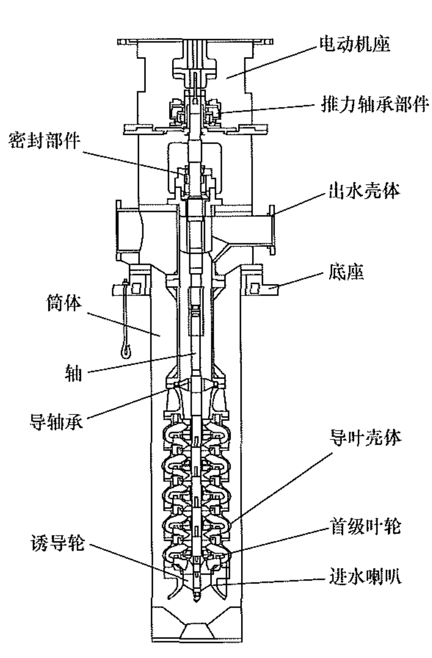


图 27-1　带诱导轮凝结水泵结构图

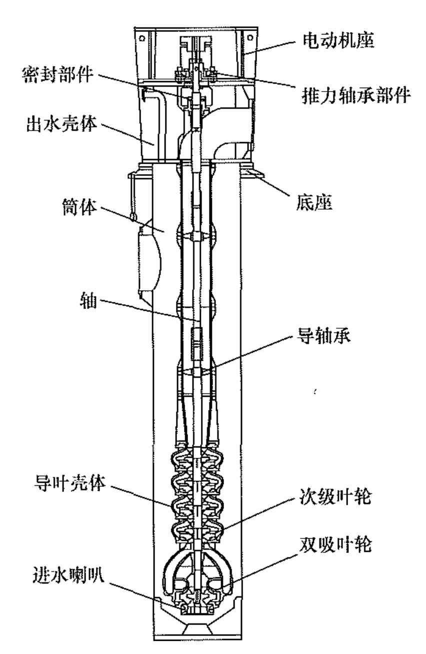


图 27-2　带双吸叶轮凝结水泵结构图

表 27-1　典型凝结水泵部件材质

序号	部件名称	材质及牌号	标准代号	备　注
1	外筒体	Q235A 焊接件	GB/T 699	
2	泵座	Q235A	GB/T 699	
3	进水喇叭	QT500-7	GB/T 1348	
4	出水壳体	Q235A 焊接件	GB/T 699	
5	导叶壳体	QT500-7	GB/T 1348	

续表

序号	部件名称	材质及牌号	标准代号	备　注
6	首级叶轮	CA-6NM	ASTM A743	国家标准 ZG06Cr13Ni4Mo
7	次级叶轮	ZG1Cr13	GB/T 2100	
8	轴	40CrNiMo	GB/T 699	
9	轴套	1Cr17Ni2	GB/T 1221	
10	口环	QT500-7	GB/T 1348	
11	底板	Q235A	GB/T 699	
12	导轴承	AC-3	—	

二、主要技术规范

（一）性能保证值

性能保证值由凝结水泵制造厂在下列空格处填写。

（1）凝结水泵铭牌工况：

流量 q=____t/h，扬程 H=___mH_2O。

（2）凝结水泵在经济运行工况：

流量 q=___t/h，扬程 H=___mH_2O，效率 η=____%，轴功率=____kW。

（3）泵的必需汽蚀余量 $NPSH_r$（0%）≤_____m。

（4）泵组的各项振动值应符合 GB/T 29531《泵的振动测量与评价方法》的有关规定，各轴承座处的振动幅值（双振幅）最大为___mm。

（5）泵组的噪声在水泵外壳 1m、距地面高（泵高+1）/2m 处噪声值不大于 85dB(A)，具体测量标准按 GB/T 29529《泵的噪声测量与评价方法》等有关标准执行。

（6）凝结水泵轴承温度：＜80℃。

（7）凝结水泵的寿命。凝结水泵整机使用寿命不少于 30 年（不包括易损件），易损件寿命大于 8000h。

（8）性能验收试验的标准和方法：

ASME Power Test Code PTC8.2　离心泵动力试验规范

GB/T 3216—2016　回转动力泵　水力性能验收试验 1 级、2 级和 3 级

GB/T 29531　泵的振动测量与评价方法

GB/T 29529　泵的噪声测量与评价方法

（二）技术规范要点

（1）凝结水泵最大运行工况点即铭牌工况点，在此工况点下，应保证凝结水泵流量、扬程等各方面的性能要求。

（2）根据机组年运行模式（见表 27-2）和凝结水泵参数表（见表 27-3）计算凝结水泵运行时间概率最长的流量和扬程范围，作为凝结水泵运行高效区域，在该区域内运行，效率应予保证。合理选定该区域的一个工作点作为凝结水泵经济运行工况点，以此工况点作为凝结水泵效率考核工况点。

1）机组年运行模式分布见表 27-2。

表 27-2　机组年运行模式分布

负荷（TMCR）(%)	每年小时数
100	
75	
50	
40	

注　表中数据根据预计的机组年运行负荷分布填写。

2）凝结水泵参数见表 27-3。

表 27-3　凝结水泵参数

序号	名　称	单位	铭牌工况	经济运行工况
1	水泵入口水温	℃		
2	介质比体积（饱和水）	m^3/kg		
3	水泵入口压力	MPa(a)		
4	水泵出口流量	t/h		
5	水泵出口压力	MPa(a)		
6	扬　程	mH_2O		
7	水泵转速	r/min		
8	效　率	%		
9	必需汽蚀余量（吸入口法兰中心线 0%$NPSH_r$）	m		
10	泵的转向(从电动机向泵看)			
11	关闭扬程	mH_2O		

注　本表由制造厂填写。

（三）性能要求

（1）凝结水泵为立式、筒式结构，凝结水泵应具

有良好的抗汽蚀性能。

（2）在所有运行范围内，泵组应能连续运行，无需操作人员值守。

（3）在所有运行工况下，泵应能安全地运行而不发生汽蚀。

（4）设备的设计和本体管路布置应便于检查、加润滑油和维护、维修。泵应能在不拆卸外筒体的条件下，可拆出泵的转子、密封、轴承等，密封采用优质可靠产品。

（5）泵经济运行工况点应处在泵的特性曲线的最高效率区。在此工况点，流量、扬程、效率、汽蚀余量应予保证。泵组的铭牌工况点为泵的能力工况点，此运行点的流量、扬程、汽蚀余量应予保证。凝结水泵的容量还应留有适量裕度，并考虑磨损引起的流量、扬程下降。

（6）凝结水泵的流量与扬程的特性曲线（q-H 曲线）应当变化平缓，由经济运行点到关闭点的扬程升高值不超过设计点扬程的20%。

（7）泵组应能在出口阀关闭的情况下启动，而后开启出口阀门。

（8）在事故状况下，泵与其连接的电动机应能承受反转。

（9）泵的转子、叶轮及其主要的旋转部件都应进行静平衡和动平衡试验。静平衡精度不低于GB 9239.1《机械振动　恒态（刚性）转子平衡品质要求　第1部分：规范与平衡允差的检验》中的G6.3级，动平衡精度不低于GB 9239.1中的G2.5级。泵的振动应在无汽蚀运转条件下测量，轴承处的振动值应符合GB/T 29531《泵的振动测量与评价方法》的规定。

（10）泵的轴向推力由泵本体承受，凝结水泵制造厂应给出泵在各种工况下的轴向推力、最大轴向推力的具体数值。

（11）凝结水泵泵壳除应按承受全真空计算外部的压应力进行设计外，还应至少按____MPa（结合泵的关闭扬程确定）的内部压应力进行校核设计计算。

（12）同型号的泵并联运行时，在泵的运行范围内，每台泵的负荷分配偏差应限制在5%以内。泵的最小流量应不超过额定流量的25%。

（四）结构要求/系统配置要求

（1）凝结水泵应适合机组各种不同工况的运行参数要求，凝结水泵本体应能承受热冲击的影响，首级叶轮必须采用抗汽蚀性能较好的材料制成，并在结构上考虑加装诱导轮或采用双吸叶轮及其他防止汽蚀发生的形式。凝结水泵吸入口法兰中心线至首级叶轮之间的高度，保证大于任何工况下装置的必需汽蚀余量（0%时），并留有一定的裕量。

（2）凝结水泵配套电动机由泵制造厂配供，凝结水泵组的总体性能都应由泵制造厂负责。凝结水泵与配套电动机的接口问题统一由泵制造厂负责。泵与电动机之间的连接及泵组的振动、噪声等问题统一由泵制造厂处理。

（3）泵与电动机的联轴器由泵制造厂配供，配供的联轴器应设置可以拆卸的结实的钢制防护罩，其上有一个钢板网窗口，以便观察联轴器的运行情况。

（4）凝结水泵的进出口应设有放空气口、泵壳疏水、放气口等，还应在进出口管路上预留压力测量接口。

（5）凝结水泵的密封水系统由泵制造厂负责设计并供货。平衡（泄压）水由泵本体回收，冷却水供排水由买方负责。凝结水泵轴封应有良好的密封性能，不允许发生泄漏现象。

（6）凝结水泵的转子第一临界转速计算值不低于125%额定转速。

（7）凝结水泵的结构形式考虑便于检修拆装的要求。凝结水泵的叶轮、转子或其他可拆卸部件应具有互换性。

（8）水泵的结构强度考虑地震力的影响。凝结水泵的底座应具有较好的强度、刚度、高度和加工的平整度。

（9）设备材质要求。凝结水泵制造厂应详细提供泵壳、首级叶轮或诱导轮、叶轮、泵轴、轴套、导轴承、底板、泵体密封环、滤网等各部件的材质，并对材料的选型负责。

（10）凡须买方配管连接的所有接口均采用法兰连接，其法兰必须符合国际标准，反法兰及附件由凝结水泵制造厂配供。

（五）配套电动机

（1）电动机的设计与构造，均与凝结水泵设备的运行条件和维护要求相一致，能承受在空载下反转。

（2）电动机的额定功率应不小于电动机所驱动设备长期连续运行所需的能力，其值至少应大于最大的制动功率。

（六）仪表及控制要求

（1）制造厂应成套提供满足机组安全启停和经济运行所必需的、安装在凝结水泵供货范围内的所有仪表和控制设备。

（2）制造厂配套供货的仪表和控制设备必须是符合国家最新标准和相应国际标准的市场主流产品，不得提供国家已公布淘汰或将淘汰的产品。

（七）性能验收试验

（1）材料试验。材料根据标准试验，提供给买方非破坏性试验资料。

（2）工厂试验。承受液压的零件，应按下列规定进行密封性试验和水压强度试验，在压力持续时间内，

零件不得有漏水或冒汗等的缺陷。

1）凝结水泵制造厂负责制作期间和装运前的必要的试验，并在额定温度下以全速和满负荷条件对各台泵与配套电动机进行连接后的性能试验，且将试验报告书提交买方。

2）承压零件以设计压力的1.5倍为试验压力，时间不少于30min。

3）凝结水泵轴做无损检测、叶轮做静平衡试验，并提供检测、试验结果。

4）泵组的关键部件（如叶轮、轴）应进行材料试验或探伤检查。

（3）现场试验。

1）现场验收试验，包括水泵振动和噪声试验。

2）现场试验所需的仪表和设备由凝结水泵制造厂提供。

第二节　开、闭式循环冷却水泵

一、开、闭式循环冷却水泵的结构

开、闭式循环冷却水泵运行工作特点通常是流量较大，但扬程不高，工作温度不高，一般采用单级、双吸、泵体水平中开的卧式离心泵，接口为水平进、水平出。泵水平放置，双面进水的叶轮保证了泵有大的流量，且能自动平衡轴向推力。在相同效率下，双面进水的叶轮具有较好的抗汽蚀性能。

泵壳由泵体和泵盖组成，沿泵轴线水平面接合，泵吸入口和吐出口均在泵轴心线下方，检修时将泵盖揭开即可将全部零件拆下，不必动管路和电动机，检修、维护、安装比较方便。冷却水泵主要由泵体、泵盖、轴、叶轮、密封环、轴套、轴承部分和填料密封部分等组成，如图27-3所示。

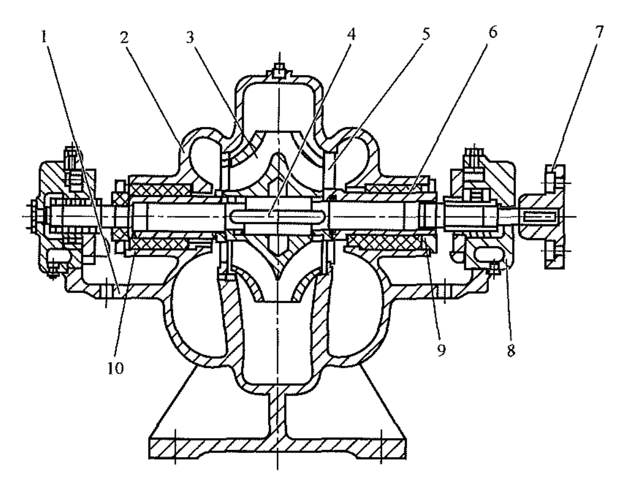


图27-3　冷却水泵结构图

1—泵体；2—泵盖；3—叶轮；4—轴；5—密封环；6—轴套；7—联轴器；8—轴承；9—填料压盖；10—填料

二、主要技术规范

（一）性能保证

以下性能保证值由制造厂提出：

（1）冷却水泵最大工作点流量、扬程、效率和轴功率。

（2）必需汽蚀余量$NPSH_r$。

（3）泵组的振动值。

（4）噪声。

（5）水泵的寿命。

（二）技术规范要点

1. 性能要求

（1）所提供的泵必须是技术先进、经济合理、成熟可靠的产品，并具有较高的灵活性，既能满足机组各种运行方式的需要，也能适应机组变负荷的要求。泵采用卧式、中开式结构。

（2）泵的流量与扬程的性能曲线（q–H曲线）应当变化平缓，从额定流量到零流量的扬程升高值应不超过额定流量时扬程的20%。

（3）运行工况点应处在泵的特性曲线的最高效率区，在此工况下，泵的流量、扬程、效率、汽蚀余量应予保证；从最小流量点到最大工况点，泵的流量、扬程、汽蚀余量应予保证。泵的容量还应留有适量裕度，并考虑磨损引起的流量、扬程下降。

（4）在所有的运行范围内，泵组都应能满足连续运行，无需操作人员值守。

（5）泵组在所有运行范围内，均应保证能安全地运行而不发生汽蚀。

（6）同型号的泵并联运行时，在泵的运行范围内，各泵的负荷分配偏差应限制在5%以内。

（7）泵转子的第一临界转速不应低于工作转速的120%。

（8）泵正常运行时，距离泵体外壁1m处的噪声不大于85dB(A)。

（9）在出厂前，泵的叶轮、转子应进行静平衡和动平衡试验。静平衡精度不低于GB 9239.1《机械振动　恒态（刚性）转子平衡品质要求　第1部分：规范与平衡允差的检验》中的G6.3级，动平衡精度不低于GB 9239.1中的G2.5级。泵的振动应在无汽蚀运转条件下测量，轴承处的振动值应符合GB/T 29531《泵的振动测量与评价方法》的规定。

（10）冷却水泵的泵壳、叶轮、轴等所有过流部件的材质应适应输送水质的要求，应详细说明各部件所采用的材质、防腐蚀性能和使用寿命。

（11）开、闭式循环冷却水泵均能在所有工况下，具有平衡轴向推力的可靠措施。

2. 结构/配置要求

（1）开、闭式循环冷却水泵应具有适合机组各种不同工况的运行参数，泵本体能承受热冲击的影响，开式循环冷却水泵的叶轮必须采用抗腐蚀、抗汽蚀性能较好的材料制成。在任何工况下，均能保证水泵的汽蚀余量大于必需汽蚀余量（应分别按开、闭式循环冷却水泵吸入口中心线处计算）。

（2）开、闭式循环冷却水泵配套电动机随泵配供，泵组的总体性能都由泵制造厂负责。泵组总体性能、泵与配套电动机的连接、泵组的振动、噪声等问题统一由泵制造厂处理。

（3）泵与电动机之间的联轴器由随泵配供，配供的联轴器应设置可以拆卸的结实的钢制防护罩，其上设一个钢网制窗口，以便观察联轴器的运行情况。

（4）开、闭式循环冷却水泵的密封应有良好的密封性能，无泄漏。

（5）采用法兰连接的接口，其法兰必须符合国家标准。

（6）开、闭式循环冷却水泵的所有零部件在同类型泵中应具有互换性。

（7）泵及支座的设计应考虑地震荷载，确保发生地震时结构完整。

（8）泵组应配置公共底盘并提供安装所需的地脚螺栓和连接件。泵和电动机均要求采用直接连接的方式。

（9）泵体是水平中开式，具有不需要拆卸管路及电动机就容易检查泵的转动件的特点。

（10）泵的进出口应设有放空气口、泵壳疏水等，还应在进出口管路上预留压力测量接口。

（11）严禁使用石棉制品。

第三节 低压加热器疏水泵

电厂为提高热经济性，会在系统中合适的位置安装低压加热器疏水泵，将低压加热器的正常疏水送至该级低压加热器的出口凝结水母管上，从而提高加热器出口凝结水的温度，减少凝结水的吸热量，减少疏水流入凝汽器的冷源热损失，提高机组的热经济性。

一、低压加热器疏水泵的结构

如图 27-4 所示，低压加热器疏水泵一般为卧式、离心式。泵要有良好的密封结构，所有接口均采用法兰连接。泵的结构形式考虑便于检修拆装的要求。

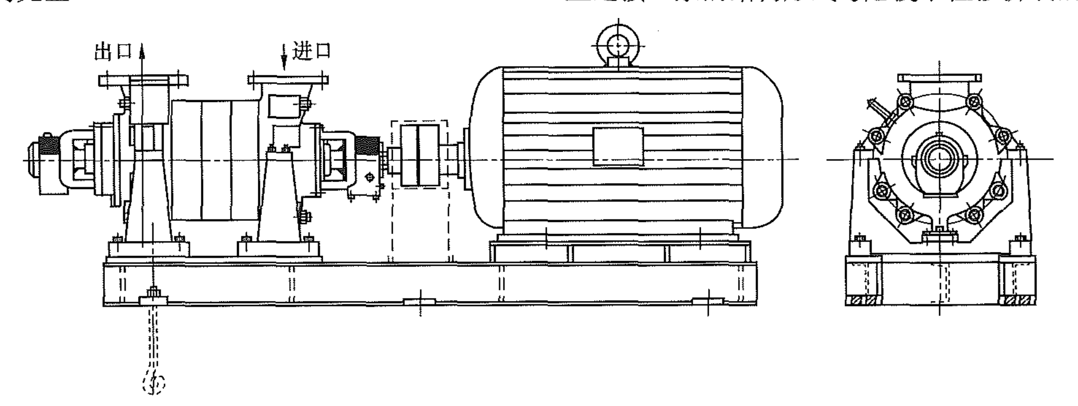


图 27-4 某低压加热器疏水泵结构图（单位：mm）

二、主要技术规范

（一）性能保证

（1）泵的使用寿命不少于 30 年(不包括易损件)，易损件寿命大于 8000h。

（2）在使用期内，泵的各项性能指标应符合技术协议书及相关规范的要求。

（3）距离泵体外壁 1m 处的噪声不大于 85dB（A）。具体测量按 GB/T 29529《泵的噪声测量与评价方法》执行。

（4）泵的各项振动值应符合 GB/T 29529《泵的噪声测量与评价方法》的有关规定。

（二）结构和性能要求

（1）制造厂所提供的泵是技术先进、经济合理、成熟可靠的产品，并具有较高的灵活性，既能满足机组各种运行方式的需要，又能适应机组变负荷的要求。在所有的运行范围内，泵应能连续运行，无需操作人员值守。

（2）泵的流量与扬程的性能曲线（q-H 曲线）变化平缓，从额定流量到零流量的扬程升高值应不超过额定流量时扬程的 20%。

（3）运行工况点处在泵的特性曲线的最高效率区，此工况下泵的流量、扬程、效率、汽蚀余量应予保证；从最小流量点到最大工况点，泵的流量、扬程、汽蚀余量应予保证。泵的容量还应留有适量裕度，并考虑磨损引起的流量、扬程下降。

（4）同型号的泵并联运行时，在泵的运行范围内，各泵的负荷分配偏差限制在 5%以内。

（5）泵适合机组的各种不同工况的运行参数要求，泵本体能承受热冲击的影响，泵叶轮采用抗腐蚀、抗汽蚀性能较好的材料制成。在任何工况下，保证泵的汽蚀余量均大于必需汽蚀余量。

（6）泵转子的第一临界转速不低于工作转速的120%。

（7）泵正常运行时，距离泵体外壁 1m 处的噪声不大于 85dB（A）。

（8）在出厂前，泵的叶轮、转子进行静平衡和动平衡试验。静平衡精度不低于 GB/T 9239.1《机械振动 恒态（刚性）转子平衡品质要求 第 1 部分：规范与平衡允差的检验》中的 G6.3 级，动平衡精度不低于 GB 9239.1 中的 G2.5 级。泵的振动应在无汽蚀运转条件下测量，轴承处的振动值应符合 GB/T 29531《泵的振动测量与评价方法》的规定。

（9）采用法兰连接的接口，其法兰符合国家标准。

（10）泵的结构强度考虑地震力的影响。

（11）泵的结构形式考虑便于检修拆装的要求。

（12）泵的设计既要满足环境条件及使用介质的要求，又要满足合同要求。泵的泵壳、叶轮、轴等所有过流部件的材质适应输送介质的要求，制造厂应详细说明各部件所采用的材质、防腐蚀性能和使用寿命。

（13）严禁使用石棉制品。

（14）泵能在所有工况下可靠地平衡轴向推力。

（15）卧式泵提供公共底座。

（16）泵组的总体性能都应由制造厂负责。泵组的总体性能及泵与配套电动机的接口问题统一由制造厂负责，泵与电动机之间的连接，泵组的振动、噪声等问题统一由制造厂处理。

（17）泵与电动机的联轴器由制造厂配供，配供的联轴器设置可以拆卸的结实的钢制防护罩，其上有一个钢网制窗口，以便观察联轴器的运行情况。

（18）泵的进出口设有放空气口、泵壳疏水等，在进出口管路上预留压力测量接口。

（19）泵的密封为机械密封，设计密封冷却水，并提供三家机械密封厂商供买方选择。泵轴承温度，滑动轴承不超过 80℃，油温不超过 65℃。

（20）泵的所有零部件在同类型泵中具有互换性。

（三）设备材质

低压加热器疏水泵设备材质要求见表 27-4。

表 27-4 低压加热器疏水泵设备材质要求

项目	泵壳	叶轮	泵轴	轴套
低压加热器疏水泵	ZG230-450	1Cr18Ni9	40Cr	2Cr13

泵内部过流部件采用耐腐蚀及耐冲蚀性能较好的材料。

第四节 真 空 泵

汽轮机设备在启动和正常运行过程中，都需要将设备（特别是凝汽器）和汽水管路中的不凝结气体及时抽出，以维持凝汽器的真空，改善传热效果，提高汽轮机设备的热经济性。

一、真空泵的工作和结构特点

用于汽轮机凝汽器的真空泵，其工作特点：①与其他的高真空行业相比，抽吸的真空并不要求很高。为了维持凝汽器在多种工况下正常工作，其极限抽吸压力一般在 3～5kPa。②抽气速率和抽气量都很大。启动初期，真空不高，但需把整个汽轮机系统内充斥的气体抽出，质量流量较大，没有一定的抽出能力会延长机组启动时间；正常运行时，由于真空相对较高，此时质量流量不大，但体积流量很大，真空泵如不能将凝汽器内全部不凝结气体抽出就会降低凝汽器的真空。

1. 射汽式抽气器

真空泵形式的选择主要根据汽轮机设备的情况和抽气设备的特点来考虑。对于高中压母管制额定参数启动的机组，工作蒸汽来源方便，多采用射汽式抽气器。射汽式抽气器利用具有一定压力（如 0.6～2.0MPa）和温度的蒸汽流过一渐缩喷嘴，所产生的高速射流在混合室中形成高真空把空气从凝汽器中抽出，如图 27-5 所示。

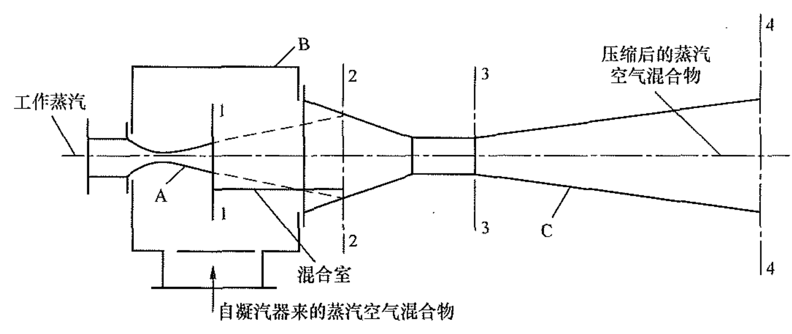


图 27-5 射汽式抽气器示意图

A—工作喷嘴；B—外壳；C—扩压管

射汽式抽气器效率较低，它的工作状态很大程度上取决于混合室中的压力与扩压管出口压力的扩压比。因扩压过程的流体阻力损失较大，而且扩压比越大，此项损失也越大。因此，为了提高抽气器的工作效率，常采用多级（2～3级）抽气器串联在一起工作，这样使每级的扩压比减小。射汽式抽气器除效率低外，抽气冷却器的管子容易产生氨腐蚀，噪声也大，很少单独使用。

2. 射水式抽气器

对于高参数大容量单元制机组，若采用射汽式抽气器，则因其过载能力小，需另设启动抽气器，滑参数启动时，还需其他工作蒸汽来源，使系统复杂性提高，经济性下降。射水式抽气器则管道系统简单，维护工作少，启停快。但需配射水泵和专用水箱，占地面积较大。射水式抽气器的工作原理与射汽式抽气器类似，只是以高压水代替蒸汽作为动力。但是射水式抽气器所能产生的极限真空受进水温度制约，当腔室的真空达到某水温的饱和温度时，水会汽化，抽气器将不能正常工作。图27-6所示为射水式抽气器结构。射水式抽气器比射汽式抽气器体积大，特别是其扩压管很长，而且在扩压管前增设单向阀，以防止水倒流入凝汽器。射水式抽气器不能多级串联，为减小扩压管的压力比，常采用立式高位布置，并在扩压管出口加接一定长度的直管段。

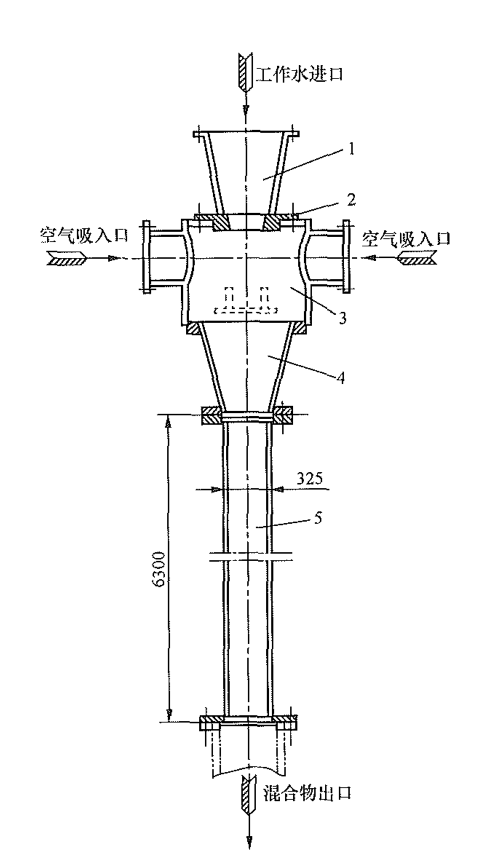


图27-6　射水式抽气器结构示意图（单位：mm）
1—水室；2—喷嘴；3—吸入室；4—收缩管；5—喉管

射水式抽气器的供水系统一般采用闭式系统，由水池、射水泵、射水式抽气器组成。水池中的水经射泵升压后供给射水式抽气器，抽出汽-气混合物后，再排至射水池循环使用。由于抽出的汽-气混合物中的蒸汽具有汽化潜热，此部分热量的不断结聚会使水池水温升高，不利于抽气器的运行，需要排出一部分热水，补充一部分凉水。

3. 水环式真空泵

水环式真空泵功耗低、运行可靠、维护方便，不需另设供水泵，机组真空抽气系统采用的抽气设备多数是水环式真空泵，有时增加射汽式抽气器结合使用。

水环式真空泵结构原理如图27-7所示。它的主要部件是叶轮、壳体。叶轮由叶片和轮毂组成，叶片和轮毂可以整体铸出，也可以将冲压出来的叶片焊接到轮毂上。试验证明，后弯式叶片的工作性能较差，前弯式的较好。壳体由若干零件组成，不同形式的水环式真空泵，其壳体结构也不同，但在壳体内都有一个圆柱形的空间，叶轮偏心地安装在这个空间内，同时壳体侧面的适当位置开有吸气管和排气管，实现轴向吸气和排气。

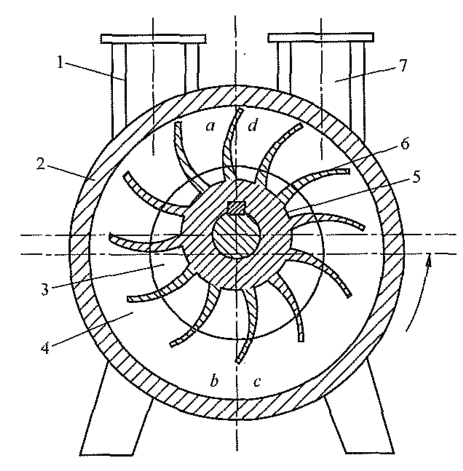


图27-7　水环式真空泵结构原理图
1—吸气管；2—壳体；3—空腔；4—水环；
5—叶轮；6—叶片；7—排气管

为了排除工作水温、季节气候等因素的影响，稳定地满足凝汽器的真空要求，可以在水环式真空泵的吸入口前串联配置一台射汽式抽气器。从凝汽器蒸汽冷却区抽出的不溶气体和蒸汽混合物首先被吸入射汽式抽气器，进行第一次压缩后从其扩压管排出，再进入水环式真空泵进行第二次压缩，最后从真空泵的排气口排出。由于射汽式抽气器混合室内的真空不受水温变化的影响，且比水环式真空泵单独运行时吸入口的真空更高，因此，真空泵最后排气能更好地满足凝汽器的要求。

图27-8所示为串联射汽式抽气器的真空抽气系统。抽气系统启动时，在水环式真空泵工作水供水泵

开动的同时，打开进气密封隔离阀，此时凝汽器中抽出的汽–气混合物被吸入真空泵，在泵内被压缩后进入气水分离器，混合物中的气体被排入大气，分离出的水则留在汽水分离器内循环使用。当真空泵吸入口的压力大于某设定值时，射汽式抽气器投入运行，此时凝汽器中抽出的汽–气混合物首先由射汽式抽气器进行第一次压缩，然后经水环式真空泵第二次压缩后排出。

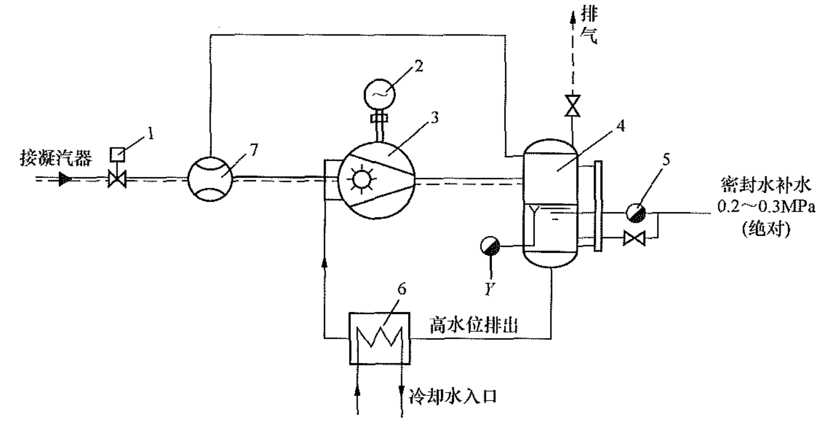


图 27-8　串联射汽式抽气器的真空抽气系统

1—进气密封隔离阀；2—电动机；3—水环式真空泵；4—汽水分离器；
5—水位调节阀；6—工作水冷却器；7—射汽式抽气器

二、水环式真空泵主要技术规范

以某 660MW 超超临界机组为例，该工程每台机组的主凝汽器汽侧共配置 3 台 50%容量水环式真空泵，电动机与真空泵采用直接连接方式，高、低背压侧各自配置 1 台真空泵，正常运行时，2 台泵运行，1 台泵备用。机组启动时，3 台泵同时开启。每台给水泵汽轮机凝汽器汽侧配置 2 台 100%容量水环式真空泵，电动机与真空泵采用直接连接方式，正常运行时，1 台泵运行，1 台泵备用。机组启动时，2 台泵同时开启。

（一）性能保证

对应凝汽器各种运行工况下，并考虑最大凝汽器工况的共同作用，主汽轮机汽侧真空泵的抽气量应能保证在循环水水温____℃的条件下，凝汽器的背压维持在____kPa(a)（由设计单位根据工程实际填写），并留有足够的裕量。此时，各真空泵的抽吸性能（抽气量、轴功率等）均应予以保证。真空泵切换时，应保证真空不产生波动。在冷却水温度为 21℃的条件下，最低吸入真空可以达到____kPa(a)，此时，抽真空能力为____kg/h，工作点轴功率为____kW（由制造厂给出）。

（二）配置/结构要求

（1）真空泵在吸气端的结构应采取可靠措施，对抽吸气体预冷却，增加真空泵的出力，同时减少汽蚀的发生。

（2）水环式真空泵应具有抵抗水击而不产生有害影响的能力。主要的设备部件（叶轮等）应采用抗汽蚀材料制成。

（3）汽水分离器应能够对抽吸的气体进行有效分离，及时排出气体，回收凝结水。同时，应设置可靠的补水装置。

（4）应根据水环式真空泵的具体使用环境和抽吸能力设置工作液的冷却装置，选用合适的热交换器，堵管率为 10%（管式）/换热面积裕量为 20%（板式）。管式换热器的管束材质选用 TP316L。

（5）真空泵机组入口设置隔绝阀、止回阀，以防止设备在停运时，大气倒入凝汽器而破坏真空。调试时真空泵入口如需临时滤网，要求进行说明并提供滤网。

（6）补充水来自凝结水，设计压力为 5.2MPa(g)，真空泵的补水采用耐高压的电磁阀，自动低液位补水阀前应设耐压等级为 6.4MPa 的减压阀和安全阀。

（7）泵组各轴承座处振动值应符合 GB/T 25931《泵的振动测量与评价方法》的有关规定。

第二十八章

换　热　器

换热器通常被称为汽轮发电机组的热力辅助设备，主要包括凝汽器、回热加热器、除氧器、闭式循环冷却水热交换器等。本章将重点介绍上述设备的功能与工作原理、主要形式、结构特点、主要技术规范等。

第一节　凝　汽　器

一、设备功能与工作原理

（一）设备功能

在火力发电厂的热力循环中，通过凝汽设备降低汽轮机的排汽压力可以提高循环热效率。凝汽设备的主要功能包括：

（1）将汽轮机排汽凝结成水。

（2）将排汽凝结时放出的热量带走。

（3）在汽轮机排汽口建立并维持高度真空。

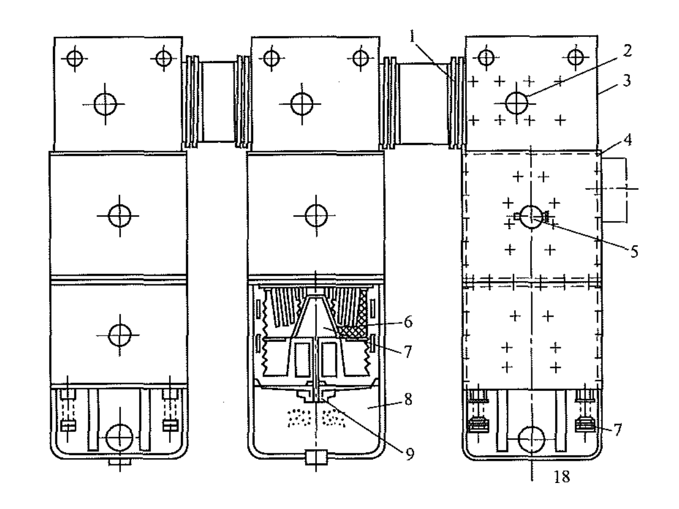
（4）将聚集在凝汽器内的空气抽出。

凝汽设备包括凝汽器、循环水泵、凝结水泵、抽真空设备及它们之间的连接管道和附件。其中，凝汽器是电厂冷端系统中最主要的设备之一。

（二）工作原理

经由循环水泵输送来的具有一定压力的冷却水，流过凝汽器的冷却水管，把蒸汽凝结成水时放出的热量带走，而凝结水经由凝结水泵送往除氧器继续使用。图 28-1 所示为表面式凝汽器的结构简图，汽轮机低压缸排汽经喉部进入壳体，与主管束接触后凝结成水，汇集在热井内，再由凝结水泵打入回热系统。冷却水从进出水室的进水管进入，流经凝汽器管束，最后从出水接管流出。温度升高后的冷却水，或打入冷却塔内冷却，再继续参加循环，或排至冷却水源。

汽轮机排汽在凝汽器内的凝结过程基本上是等压过程，其绝对压力值取决于蒸汽凝结时的饱和温度，此温度取决于冷却水温度（大致在 0～30℃范围）及冷却水与蒸汽之间的传热温差（一般为 10～20℃）。考虑大气压力下蒸汽的饱和温度为 100℃，因此凝汽器是在远低于大气压力即较高真空条件下工作的。



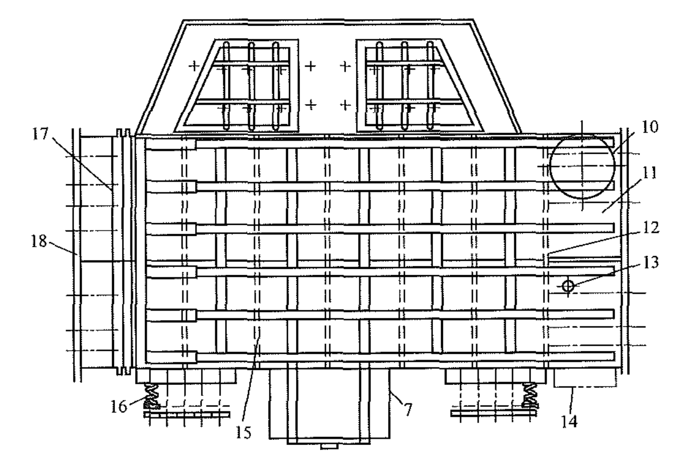


图 28-1　表面式凝汽器的结构简图

1—蒸汽连通管；2—喉部人孔盖；3—喉部；4—壳体；5—水室孔盖；6—主管束；7—空气冷却区；8—热井；9—除氧装置；10—出水接管；11—进出水室；12—管板；13—抽气口；14—进水接管；15—支撑隔板；16—弹簧支承；17—膨胀节；18—水室

二、主要形式

国内大中型火力发电机组多采用湿冷表面式凝汽器，部分取水困难地区采用空冷凝汽器。本章重点介绍前者，关于后者的描述可以参见《电力工程设计手册　火力发电厂水工设计》。湿冷凝汽器按背压可分为单背压、双背压、多背压凝汽器；按流程可分为单流

程、双流程凝汽器。

三、主要结构特点

从传热学角度看，凝汽器是一种固定管板壳式直管换热器。从压力容器角度看，凝汽器的管侧（或称冷却水侧）属低级压力容器，壳侧（或称汽侧）属真空容器。因此，凝汽器的设计制造可参照换热器和压力容器的有关标准和规定。

湿冷凝汽器（表面式）由换热管束、管板、水室、热井、壳体和附件（连通管、支撑件、人孔门等）组成。汽轮机排汽进入凝汽器，冷却水在管内流动对其进行冷却，如图 28-2 所示。

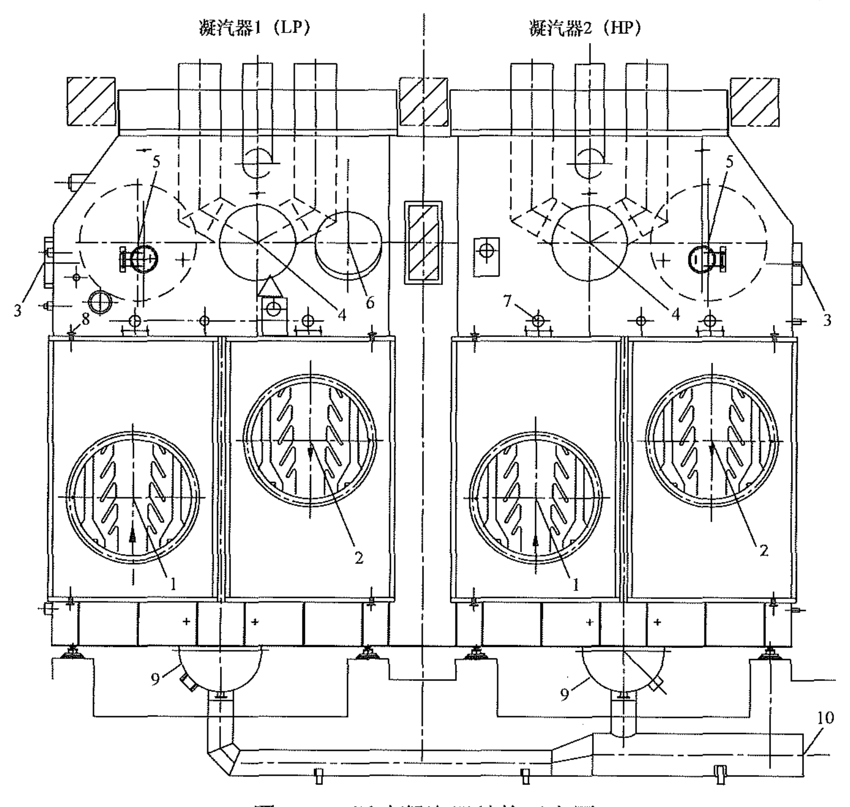


图 28-2 湿冷凝汽器结构示意图

1—循环水进口；2—循环水出口；3—扩容器或立管接口；4—低压加热器；5—给水泵汽轮机排汽口；6—低压旁路入口；7—空气抽出口；8—水室放气口；9—凝汽器热井；10—凝结水接口

四、主要技术规范

（一）性能保证值

（1）设备至少保证满足表 28-1 所示性能数据，如卖方能提出更高的性能数据，以卖方的数据作为性能保证值。

表 28-1 凝汽器性能保证

项目	数值
年平均运行背压（冷却水温 19℃）(kPa)	
满发时凝汽器平均背压（kPa）	
水侧泄漏次数	无
过冷度（℃）	≤0.5
端差（℃）	
凝汽器出口凝结水含氧量（μg/L）	≤20
凝汽器水阻（kPa）	≤73
设备使用寿命（年）	不少于 30

（2）噪声。离开设备外表面 1.0m 距离处，噪声小于 85dB（A）（按 IEC 标准执行）。

（二）设备性能要求

（1）凝汽器的设计条件以 TMCR 工况为设计工况，VWO 工况作为校核工况，换热管内流速不超过 2.3m/s。循环水设计水温为_____℃（设计单位填入），最高水温为_____℃（设计单位填入），循环水温升不超过_____℃（设计单位填入）。供货方提供循环倍率，计算最佳设计背压并予以保证。

（2）凝汽器能在 THA 工况（需方提供的循环水量、背压条件下）、TMCR 工况及 TRL 工况的循环水温度条件下，考虑堵管率为 5%后连续运行并保证背压及除氧要求。

（3）凝汽器管束材料通常可以采用 TP304/TP316L/钛管等材质（具体选材原则见本节凝汽器选材原则），壁厚按 0.5mm/0.7mm 考虑。空冷区和通道外侧采用厚壁管。凝汽器管材换热系数按 HEI 标准确定，保证管子与管板连接严密，防止循环水混入汽侧。

（4）在夏季工况下，汽轮机管束内的水流速度符合 HEI 标准，且不大于相应管材下的允许值，清洁系数按 0.85（如采用钛管，可按 0.9 选取），堵管率按 5%设计。制造厂提供凝汽器背压特性曲线（冷却水量、冷却水温与背压的关系曲线，凝汽器水阻曲线）。

（5）在规定的负荷运行范围内，凝汽器出口凝结水的含氧量保证不超过 20μg/L。

（6）在夏季工况或背压升高的事故运行工况下，凝汽器仍能连续运行，并保证除氧要求。

（7）在 TMCR 工况下，凝汽器出口凝结水的过冷度不大于 0.5℃。

（8）凝汽器压力是指凝汽器壳体在距第一排管束（或第一根管子）不大于 300mm 范围内的排汽流道上能维持的绝对静压力。

（9）凝汽器内部提供汽侧汽水源的导流板，以避免汽水流冲蚀管束、加热器支撑结构、加热器保护罩和监测仪表。

（10）补充水（凝结水或除盐水）、凝结水泵再循环水、其他含氧疏水均通过多孔管或其他能够完善脱氧的措施导入凝汽器管束上方，采用喷雾除氧。凝汽器内部设有必要的管道，以便凝结水能得到最大程度地淋洒和加热，从而得到最佳除氧效果，并使除氧加热管束免受喷水的直接喷射。

（11）提供凝汽器内承受闪蒸冲蚀（诸如加热器疏水）部位的护板和喷水管，加热器的蝶形封头可无护罩，护板采用厚度不低于 10mm 的不锈钢板。

（12）水室进水管位于离管板足够远的部位，从而避免涡流和对进口管板处管子的冲蚀，并确保所有管子的流量分布均匀。

（13）凝汽器结构设计考虑能半面停运清洗，另半面工作。被清洗一侧冷凝管和壳体共处高温下工作时，冷凝管能承受加大的压应力；工作一侧的冷凝管处于相对较低的温度下工作时，冷凝管能承受加大的拉应力。凝汽器半面运行时，保证机组能带 75%额定负荷。

（14）水室的设计压力取循环水泵关断压力所对应的水室底部的压力与任何水锤冲击压力两者中的大值，且不小于 0.6MPa（g）。

（15）凝汽器的设计确保管子与管板连接的严密性，从而防止循环水漏入凝结水中。

（16）供方采取适当的措施，以补偿凝汽器的热胀冷缩，底部采用多球轴承座。

（17）凝汽器水室设计考虑循环水系统装设胶球清洗系统，水室不出现死角，便于胶球回收。

（18）提供在凝汽器喉部预先装配好的轴封蒸汽管道、抽汽管道、膨胀节，以及为保护抽汽管道膨胀节和低压加热器所用的不锈钢保护罩，保护罩的强度应满足各种工况的要求。卖方保证凝汽器喉部的抽汽管道位置不影响凝汽器性能保证值。

（19）供货方提供消能装置、疏水立管及凝汽器水幕喷水管道及其控制阀，以防止由低压旁路系统排入蒸汽引起排汽温度升高。

（20）凝汽器能把低压缸与凝汽器中心线间热膨胀位移减至最小。制造厂采取必要措施，包括连接方式、负荷分配、安装程序等的专门设计，以保证各个方向的热位移作用于凝汽器上的各个方向的推力不损害凝汽器的安全运行。

（21）凝汽器能接受表 28-2 所示工况的蒸汽、疏水和回水的凝结和冷却并良好除氧。表 28-2 中的各种工质流量和焓值由设计单位根据汽轮机热平衡图及热力系统参数填写。

表 28-2　　凝汽器所受工质及工况

项　　目	流量（t/h）	焓（kJ/kg）	运行方式
来自主汽轮机排汽			C（VWO 工况）
来自给水泵汽轮机排汽			C（VWO 工况）
来自汽轮机本体及其管道疏水			U 启动、停机
来自给水泵汽轮机本体及其管道疏水			U 启动、停机
来自轴封冷却器疏水			C（VWO 工况）
来自抽汽管道疏水			U 启动、停机
旁路排汽（低压旁路）			U
主蒸汽管道疏水（包括主汽阀等）			U 启动、停机
再热蒸汽管道疏水			U 启动、停机
高压加热器事故疏水			E、SK
末级低压加热器疏水			C（VWO 工况）
低压加热器事故疏水			E、SK
除氧器溢放水			E
高压缸排汽通风阀来汽			U 启动、停机
凝汽器补水			C（夏季工况）
汽封调节站溢流回汽			E
辅助蒸汽疏水扩容器排水			C
低压加热器排空管			U
凝结水泵排空管			U
凝结水泵再循环			U 启动、停机、低负荷
给水泵密封水回水			C
锅炉启动分离系统排水			U 启动、停机、低负荷
其他			

注　C—连续；U—间断；E—事故备用；SK—疏水扩容器。

（22）凝汽器采用合适、可靠的防腐及防磨措施，水室内部采用衬胶保护，并采用阴极保护。腐蚀裕度符合 HEI 标准。凝汽器内碳钢部件最小腐蚀余量至少为 1.6mm。

（23）对于装配材料、地脚螺栓（包括现场特殊的焊接用焊条）及在蒸汽空间充满水时所需的支撑件，由制造厂负责提供。

（24）凝汽器管板支点间冷却管的振动频率、凝汽器管束和管板由于蒸汽流动激发的振动频率由制造厂负责校核，并保证任何阶次自振频率避开汽轮机转速和其他可能成为主要振源的机械转速的±25%以上。

（25）根据电厂所在地的地震烈度，按照国家建筑及设备有关标准，对连接部位、支撑和地脚螺栓进行强度计算，保证安全可靠。保证凝汽器各部位的变形、强度与密封都在允许范围内。

（26）凝汽器主要接管标明允许管道传递的反力、力矩及管道的最高工作压力及其最危险的受力组合，如不能满足买方要求，则根据双方要求协商处理。

（27）凝汽器喉部装有两组低压加热器，并设有为低压旁路排汽用的消能装置，当旁路系统投入运行时，低压缸排汽温度不超过其限定值。

（28）凝汽器间的抽真空连接方式采用并联形式，并在壳体上留出接管，接管位置与设计单位商定。

（29）制造厂提供疏水立管、疏水扩容器（根据设计配合确定）及凝汽器水幕喷水管道和控制阀。

（30）凝汽器为并列横向布置。

（31）凝汽器疏水扩容器要有足够的强度，特别是在较高温度和较高压力的疏水进口的部位有防冲装置，以防冲击扩容器箱壁。

（32）凝结水系统采用无铜系统。

（33）对于凝汽器的防腐，其腐蚀裕度符合 HEI 标准或供方推荐的有关标准。供方提供相关防腐措施。

（34）制造厂保证设备使用寿命不少于 30 年。凝汽器及其附件的使用寿命，考虑在设备使用期间经受各项环境条件的综合影响。

（35）提供必要的噪声处理装置，以便达到噪声控制设计目标。最大允许的噪声水平：离开设备外表面 1.0m 距离处，噪声小于 85dB(A)。若达不到标准，制造厂采取防噪声措施，使其符合标准。

（36）制造厂提供所有地脚螺栓及垫铁。凝汽器上接口如采用法兰连接，反法兰及紧固件由制造厂提供；如采用焊接连接，且与外接管道（买方范围）管径不一致，由制造厂提供过渡管，且在工厂内焊好，保证与外接管道同种钢材直接连接。

（三）设备制造要求

1. 壳体

（1）凝汽器壳体结构有足够的刚度和强度，能够在充水、高真空运行、安全阀排放及地震力等各种工况的危险组合条件下，其变形不危害凝汽器的安全运行，并能防止来自汽轮发电机组的振动的影响。

（2）凡与凝汽器壳体相连的管道接口，工质温度在 150℃及以上者均设隔热套管。疏水疏汽工作温度超过 400℃时，采用合金钢。

（3）流量分配装置和挡板具有足够的强度，以防止高速、高温汽流冲击凝汽器管和内部构件。

（4）在凝汽器壳体上部设人孔门，用于检查低压加热器和抽汽管，并设有格栅平台和扶梯。

（5）疏水立管（数量根据设计配合确定）、疏水扩容器（根据设计配合确定）由制造厂供货，其排汽管及疏水管分别接入凝汽器。制造厂积极配合，安全可靠地接收进入疏水扩容器及至凝汽器的各路疏水。制造厂提供减温水控制阀和隔离阀，并提供最大减温水量。

（6）制造厂应积极配合，在现有的汽轮机基座及构架内，保证凝汽器安装检修没有困难。

（7）壳体的设计能同时承受存在的管子传递荷载和内部设计压力。

（8）凝汽器端盖考虑检修拆卸措施，保证检修方便。

（9）每台凝汽器有两套基础底板。

（10）凝汽器壳体上应设置电动真空破坏阀，阀门进口设有滤网。

（11）壳体灌水试验时应不发生变形，不需临时支撑。

2. 排汽喉部

（1）凝汽器与低压缸之间刚性连接，凝汽器底部的轴承座由制造厂提供。

（2）为防止凝汽器喉部变形传给汽轮机低压缸及凝汽器壳体，凝汽器喉部加装足够的纵向和横向用于加强喉部刚性的撑杆。

（3）为改善汽流流动状态，凝汽器喉部一般制成扩散形，其扩散角（单侧）一般不宜大于 30°，以防止汽流脱流。

（4）制造厂提供在凝汽器喉部内经常用于高温汽轮机疏水导入喉部所需的特殊膨胀措施。这些部位包括汽轮机轴封漏汽等。

（5）凝汽器内设消能设施，凝汽器喉部的设备及管道考虑防止汽流和固体颗粒冲刷的措施。

（6）低压旁路排汽减温减压装置安装在凝汽器喉部前水室侧，当低压旁路运行时，排汽缸温度不超

过限定值。

（7）汽轮机低压缸抽汽管道从凝汽器喉部后水室侧接出。

（8）凝汽器喉部设有两台低压加热器，制造厂提供加热器支撑并负责现场安装技术指导，安装由买方负责。

3. 水室

（1）水室管板采用与管材相对应的复合不锈钢板。水室作成蜗壳状能使水充满全部冷却管。

（2）水室内应设有防止电化学腐蚀的措施。

（3）每个水室设置大小合适的放气和排水用的接口。

（4）每个水室设置人孔。为保证操作人员进入水室底部时的安全，在水室进出口设置安全格栅。

（5）制造厂留有安装水位开关的接口。

4. 热井

（1）热井有足够大的容积，不小于汽轮机 TMCR 工况下 5min 的凝结水量。凝结水出水口设置防涡流装置，并在该处设置滤网，高出热井底部 5～15cm，凝结水出口管合并为一个接口，设在设计单位所要求的位置。

（2）热井放水管带有真空隔离阀，该管能在 1h 内或更少时间排出正常水位下的全部凝结水。

（3）热井内部用挡板分隔开，在凝汽器两端管板下部分区设置取样水槽和取样管接口，整套凝汽器共设不少于 8 个检漏接口，以监视冷却管与管板胀接的严密性，防止硬水进入凝结水系统。

（4）在凝汽器热井各磁翻板水位计及水位控制管处，标记永久性的正常水位、高限水位、高报警水位、低报警水位和低限水位等水位符号。热井水位有足够的高度，保证在高、低报警水位之间不小于 300mm。

（5）热井具有足够的强度，防止热井底部变形，凝汽器底部设有注水试验用的临时支座。

（四）凝汽器选材原则

依据 DL/T 712《发电厂凝汽器及辅机冷却器管选材导则》的相关要求，凝汽器选材的主要原则如下：

（1）凝汽器管的选材应根据管材的耐蚀性和设计使用年限等进行技术经济比较确定。

（2）选材应考虑溶解固体和氯离子、悬浮物及含沙量、水质污染程度等因素。

（3）超临界以上机组常用的管材包括不锈钢管、钛管。滨海电厂或有季节性海水倒灌的电厂，凝汽器管应选用钛管。使用严重污染的淡水水源时，也可选用钛管。

常用牌号管材的化学成分及其适用水质见表 28-3～表 28-5。

表 28-3　常用国产牌号的不锈钢管化学成分（质量百分数）　%

统一数字代码	牌号	化学成分								
		C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo	其他元素
S30408	06Cr19Ni10	0.08	1.00	2.00	0.045	0.030	8.00～11.00	18.00～20.00	—	—
S30403	022Cr19Ni10	0.030	1.00	2.00	0.045	0.030	8.00～12.00	18.00～20.00	—	—
S31608	06Cr17Ni12Mo2	0.08	1.00	2.00	0.045	0.030	10.00～14.00	16.00～18.00	2.00～3.00	—
S31603	022Cr17Ni12Mo2	0.030	1.00	2.00	0.045	0.030	10.00～14.00	16.00～18.00	2.00～3.00	—
S31708	06Cr19Ni13Mo3	0.08	1.00	2.00	0.045	0.030	11.00～15.00	18.00～20.00	3.00～4.00	—
S31703	022Cr19Ni13Mo3	0.030	1.00	2.00	0.045	0.030	11.00～15.00	18.00～20.00	3.00～4.00	—
S32168	06Cr18Ni11Ti	0.08	1.00	2.00	0.045	0.030	9.00～12.00	17.00～19.00	3.00～4.00	Ti 5C～0.70

表 28-4　钛管的化学成分（质量百分数）　%

牌号	主要成分	杂质含量不大于						
	Ti	Fe	C	N	H	O	其他元素	
							单一	总和
TA1	余量	0.20	0.08	0.03	0.015	0.18	0.10	0.40
TA2	余量	0.30	0.08	0.03	0.015	0.25	0.10	0.40

表 28-5 常用不锈钢管适用水质的参考标准

Cl^-（mg/L）	中国 GB/T 20878—2007		美国 ASTM A959-04	日本 JIS G4303—1998 JIS G4311—1991	国际标准 ISO/TS 15510：2003	欧洲 EN 10088：1—1995 EN 10095—1999 等
	统一数字代码	牌号				
＜200	S30408	06Cr19Ni10	S30400，304	SUS304	X5CrNi18-10	X5CrNi18-10，1.4301
	S30403	022Cr19Ni10	S30403，304L	SUS304L	X2CrNi19-11	X2CrNi19-11，1.4306
	S32168	06Cr18Ni11Ti	S32100，321	SUS321	X6CrNiTi18-10	X6CrNiTi18-10，1.4541
＜1000	S31608	06Cr17Ni12Mo2	S31600，316	SUS316	X5CrNiMo17-12-2	X5CrNiMo17-12-2，1.4401
	S31603	022Cr17Ni12Mo2	S31603，316L	SUS316L	X2CrNiMo17-12-2	X2CrNiMo17-12-2，1.4404
＜2000①	S31708	06Cr19Ni13Mo3	S31700，317	SUS317	—	—
	S31703	022Cr19Ni13Mo3	S31703，317L	SUS317L	X2CrNiMo19-14-4	X2CrNiMo18-15-4，1.4438
＜5000②	S31708	06Cr19Ni13Mo3	S31700，317	SUS317	—	—
	S31703	022Cr19Ni13Mo3	S31703，317L	SUS317L	X2CrNiMo19-14-4	X2CrNiMo18-15-4，1.4438
海水③			S44660（Sea-Cure） S44735（AL29-4C） SN08366（AL-6X） SN08367（AL-6XN） S31254（254SMo）			

注 1. 未列入表中的不锈钢管如能通过试验验证，也可以选用。
2. 冷却水 Cl^-浓度小于 100mg/L，且不加水处理药剂时可以直接选用 S30403、S30408 或对应牌号的不锈钢管。
3. 表内同一栏中，排在下面的不锈钢的耐点蚀性能明显优于排在上面的不锈钢，但对耐蚀性能较低的管板的电偶腐蚀也更强。

① 可用于再生水。
② 适用于无污染的咸水。
③ 用于海水的不锈钢管仅做选用参考。

（五）设备的试验及要求

1. 材料试验

（1）每个部件均进行必要的工厂试验，以便确认材料无缺陷，并达到规定的质量要求。

（2）任何管道及部件材料的检验、检查和试验均符合 ANSI B31.1 或有关国家标准中所适用的要求。

（3）制造厂对所有凝汽器冷却管进行 100%无损涡流探伤，对检查不合格的管子进行更换。

（4）凝汽器冷却管现场安装前，如发现探伤检查不合格的管子，制造厂无偿进行更换。

2. 现场试验

（1）凝汽器水室和其他受内压元件进行水压试验，按 HEI 标准（最新版）执行，即水压试验压力为设计压力的 1.3 倍。

（2）现场组装完毕后，汽侧进行充水试验，充水水位高度高于凝汽器壳体与接颈焊缝 200mm，维持 24h 无渗漏，水压试验用水采用加有钝化剂的防腐水，不锈钢件试验用水的氯离子含量不超过 25mg/L。碳素钢容器进行液压试验时液体温度不低于 5℃；其他低合金容器进行液压试验时，液体温度不低于 15℃，并不高于 70℃。

（3）凝汽器的壳侧与水侧的液压试验不同时进行。不论在制造厂或在现场拼装的各种受压元件，液压试验在涂油漆或覆盖防腐层前进行。

（4）凝汽器在机组通过 168h 试运后的 12 个月内，买方按制造厂的性能保证做运行性能试验，如果达不到性能要求则由制造厂负责修复。

第二节　高压加热器

一、高压加热器配置

高压加热器是利用汽轮机抽汽加热给水，以提高锅炉给水温度，从而提高机组的热效率。

汽轮机回热抽汽级数由汽轮机制造厂根据工程具体情况进行热力优化计算确定，高压加热器级数应与汽轮机回热抽汽级数相匹配。大容量汽轮机普遍采用三级或四级高压抽汽回热系统，分别对应三级或四级高压加热器。

600MW 及以下机组三级高压加热器宜采用单列配置，1000MW 大容量机组三级高压加热器可采用双列配置，也可综合投资经济性选用单列配置。

高压加热器的换热部分通常由过热蒸汽冷却段、凝结段、疏水冷却段三段组成；对末级高压加热器以外的高压加热器的内置式过热蒸汽冷却段，也可以改配为外置式蒸汽冷却器，以提高机组回热系统的效率。

二、结构特点

高压加热器常见结构及特点见表 28-6。

表 28-6　　高压加热器常见结构及特点

分类	种类			优点	缺点
按结构布置形式	立式	正立式		占地较小，结构简单，疏水容积较大	传热管内积水无法排去，检修不方便
		倒立式		占地较小，布置合理	疏水容积较小，水位控制较困难，检修不方便
	卧式			结构简单，布置合理，维修方便，疏水容积大，水位控制简单	占地面积大
按结构形式	密封形式	法兰螺栓密封	小开口	结构紧凑，体积小	用于高压时，密封效果较差
			大开口	检修空间大，制造方便	拆卸不方便，密封效果差
		自密封	小开口	结构紧凑，密封效果好，拆卸方便	人员进出不方便
			大开口	检修空间大，密封效果较好	体积大，成本高，仅适用于正立式
	传热管形式	螺旋管		省去了高压水室和管板，能承受较大的温度变化率	体积大，热效率低
		蛇形管			
		直管		结构简单，装配方便	需考虑传热管的自由膨胀问题
		U 形管		结构紧凑，布置合理，传热管可以自由膨胀	管子管板焊口要求高，需严格控制温度变化率

300MW 及以上大容量高参数发电机组的高压加热器通常采用卧式 U 形管的结构，200MW 及以下机组多采用立式 U 形管的结构。对超超临界高压加热器，也可综合投资经济性选用立式蛇形管的结构。

卧式 U 形管高压加热器典型结构，如图 28-3 所示。图 28-4 所示为立式 U 形管高压加热器典型结构图。

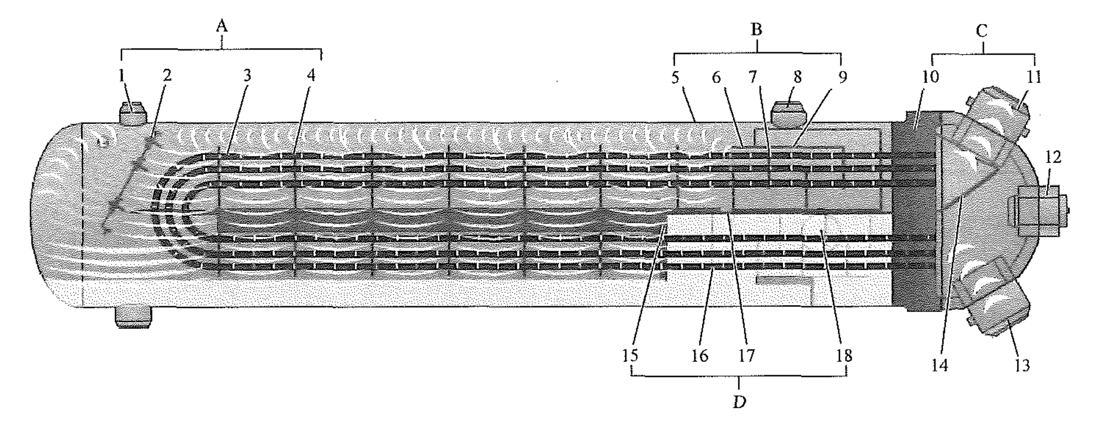


图 28-3　卧式 U 形管高压加热器典型结构图

A—汽化室和凝结段；B—过热蒸汽冷却段；C—半球水室；D—疏水冷却段

1—疏水进口；2—防冲板；3—拉杆；4—隔板；5—壳体；6—过热段包壳；7—过热段隔板；8—蒸汽进口；9—不锈钢防冲板；10—管板；11—给水出口；12—人孔；13—给水进口；14—水室分隔板；15—疏冷段端板；16—疏冷段隔板；17—疏冷段包壳；18—疏水出口

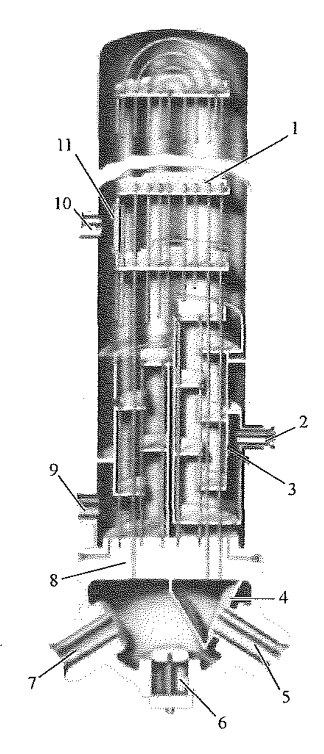


图 28-4 立式 U 形管高压加热器典型结构图

1—支撑板；2—蒸汽入口；3—防冲挡板；4—水室隔板；
5—给水出口；6—人孔；7—给水入口；8—管板；
9—疏水出口；10—疏水入口；11—防冲挡板

三、主要技术规范

（一）性能保证值

（1）设备性能保证值满足表 28-7 中的要求，表中空白性能数据由制造厂填写。

表 28-7　高压加热器性能保证数据

项　目	某号高压加热器	备注
管侧压力降（MPa）	≤0.1	
汽侧压力降（MPa）	≤0.035	每段压力降
给水（上）端差（℃）		
疏水（下）端差（℃）		

（2）各种工况下给水温升达到对应热平衡图要求。

（3）设备使用寿命为 30 年。

（4）噪声：距离设备外表面 1.0m 处，噪声小于 85dB(A)。

（二）参数、容量/能力

（1）高压加热器水侧应能承受如下运行参数，并留有相应的裕量：

1）设计压力应符合 HEI 或 GB 150《钢制压力容器》的要求，还应考虑给水泵超速后跳闸最大转速时的给水压力，并有相应裕量。

2）设计温度按 HEI 或 GB 150 的要求设计，应能承受汽侧最大的温度及其温度波动，并有相应的裕量。

3）高压加热器的管束入口采取加装不锈钢嵌套管和整流板，以有效地防止入口受到冲击。

（2）高压加热器汽侧应能承受如下运行参数，并留有相应的裕量：

1）高压加热器汽侧运行压力应能承受汽轮机阀门全开（VWO）工况热平衡图中汽轮机抽汽压力的 115%，并有相应的裕量，保证整个寿命期长期安全运行。

2）高压加热器汽侧运行温度应能承受阀门全开（VWO）工况热平衡图中汽轮机抽汽参数等熵求取在设计压力下的相应温度，并有相应的裕量。

（三）设备性能要求

（1）高压加热器为表面凝结型换热器，且按汽轮机铭牌 TRL 工况（夏季工况）下热平衡图中管侧流量为基准，并留有 10%的流量裕量。最大管侧流速根据阀门全开（VWO）工况热平衡与 HEI 标准校核以避免损坏管子。当有 10%堵管时，制造厂仍能保证高压加热器的性能满足汽轮机组各工况给水加热的要求，以及各工况下加热器疏水端差和给水端差的要求。

（2）制造厂应充分考虑各台高压加热器（疏水冷却段、凝结段、蒸汽冷却段）相互之间的匹配问题，保证整套高压加热器能安全可靠地运行。

（3）所有高压加热器在任何非正常工况下均能可靠地运行。保证水室入口、管束入口、壳体内部等部件无过度磨蚀，并保证在所有负荷下能平稳运行，而且无过大的噪声、振动和变形。

（4）高压加热器壳体为全焊接结构，并按全真空与抽汽压力加强，能承受现有管道的推力和力矩。

（5）高压加热器汽侧装设泄压阀，用于管子破损时保护壳体不受损，该泄压阀的最小排放容量为 10%的给水流量或一根传热管完全断裂时，在内外压差的作用下，两个断口侧给水量，两者之间取较大值，并符合 HEI 标准。高压加热器的水侧装设泄压阀，用于当加热器的进水阀与出水阀关闭且汽侧存有抽汽时，保护加热器不会因热膨胀而超压。

（6）安全阀由制造厂提供，在出厂之前做试验，整定并加标签（标签内容包括编号、整定压力、排放量等参数），在投运前，进行校验整定。

（7）为确保电厂的安全可靠，所有高压加热器及其附属装置应能承受所有运行工况下可能出现的各种荷载的最不利组合。具体包括：

1）高压加热器的内部和外部运行中出现的最高压力及其压力波动；

2）高压加热器的管侧、壳侧热胀力；

3）高压加热器的运行或试验情况下设备自重及水的质量、管道质量、保温质量、附加荷载；

4）安全阀开启时的反作用力和力矩；

5）外部管道系统传给接管座的作用力和力矩；

6）支座反力；

7）地震荷载。

（8）制造厂提供对应于满负荷、50%负荷等各工况的加热器阻力曲线。

（9）管子的支撑板和挡板有足够的数量，防止在所有运行工况下管子的振动，支撑板和挡板允许有自由滑动的裕量。

（10）高压加热器壳侧压降小于相邻两级加热器间压差的30%，每台高压加热器壳侧每段的压降不超过0.035MPa。每台高压加热器管侧压降小于0.1MPa。

（11）当采用U形管式高压加热器，管侧水速在水温16℃时，无论采用何种管材，均不大于3m/s。

（12）疏水出口管内水速不大于1.2m/s。

（13）疏水进口管内的介质流速：

1）两相流体的质量流速不大于式（28-1）、式（28-2）中的小值，即

$$G=77.16\rho^{0.5} \tag{28-1}$$

$$G=1220 \tag{28-2}$$

式中 G——质量流速，kg/(m^2·s)；

ρ——扩容后的蒸汽密度，kg/m^3。

2）疏水进口扩容后的蒸汽流速不大于45.7m/s，且蒸汽质量流速不大于式（28-3）的计算值，即

$$G=38.58\rho^{0.5} \tag{28-3}$$

（14）蒸汽进口管内的蒸汽流速不大于式（28-4）的计算值，即

$$v=48.7/p^{0.09} \tag{28-4}$$

式中 v——蒸汽流速，m/s；

p——蒸汽进口管处的蒸汽压力，MPa(a)。

（15）高压加热器疏水冷却段有足够的深度，当最低水位时保证水封不破坏。

（16）高压加热器投入运行时，满足机组负荷变化速度的要求，并满足给水温度变化率在升负荷时能达到3℃/min，降负荷时能达到2℃/min，而不影响高压加热器的安全和寿命。

（17）水位平衡连接管跨装在控制水位的上下方，以保证在任何运行工况下全量程的水位测量，并在图纸上说明允许加热器水位变动的极限位置。

（18）制造厂提供就地水位计及其连接附件、阀门等。

（四）设备制造要求

（1）高压加热器包括下列各部件：

1）壳体及封头。

2）管板。

3）水室。

4）支撑板、隔板及内件。

5）换热管束。

6）活动、固定支座（包括支座地脚螺栓及连接件）。

7）压力密封人孔。

8）各接口管座。

9）放水阀、放气阀及安全阀。

10）各检测控制仪表及附件。

11）固定保温层用钩钉、压板和扁钢。

（2）高压加热器由过热蒸汽冷却段、凝结段和疏水冷却段组成。

（3）高压加热器内有合适的水容积，用于疏水水位的控制，并确保在所有运行工况下，疏水冷却段的管束均淹没在疏水中。同时能在适当控制疏水水量的前提下，使加热器内积水的表面积暴露最小，以便减少在汽轮机甩负荷时疏水扩容后倒入汽轮机的概率。

（4）在启动过程和机组连续运行工况中，为去除集聚在蒸汽死区的非凝结气体，在加热器内装有足够的排气接管和内部挡板，其排气量按进入加热器汽量的0.5%设计，管内径足够大，满足排气要求。启动排气接管与连续运行所需的排气接管分开，制造厂负责高压加热器本体内的排气系统的布置与尺寸设计，使得存在游离氧时，不腐蚀高压加热器。

（5）所有疏水与蒸汽入口处，均装设冲击板，以保护管束。冲击板和其他用于防止可能发生冲蚀的内部零件的材料为不锈钢。

（6）高压加热器的管束，不管其材料类别如何，管束与管板的连接均采用焊接、胀压的工艺。制造厂采取严格有效的措施，防止管束与管板连接处产生裂缝和泄漏，并采用先进的检漏技术，确保每根管子与管板连接强度及严密安全可靠。

（7）装设足够数量的管束支撑板与隔板，且间距合适，避免所有运行工况下发生管束振动。支撑板与隔板的装配允许自由滑动。支撑板与管板上的管孔，与管束同心，且管孔两侧做倒角处理，以防管束被划伤。

（8）每台高压加热器上的所有接管，均伸出加热器表面或壳体外径300mm，并提供保温钩钉和钢带。接口管座坡口由制造厂开好。

（9）每台高压加热器设有方便的通道，以便进行管板与管口检查。高压加热器装有自密封型的人孔盖。

（10）牵引挂耳按需求装设在高压加热器壳体上，以便解决壳体或管束移动问题；对于水平安装的高压加热器，水室上将装有固定支撑，而壳体的可移动部分上装有滚子型支撑托架，托架上装有预制的钢滚子。

（11）高压加热器的传热管采用无缺陷的管材，凡有缺陷的管材均不允许修复后采用，也不允许采用环焊缝来接长管子。

（12）高压加热器上装有充氮保护接口，水室有一个化学清洗口。

（13）高压加热器的汽侧和水侧均设有放水阀，用于停运和检修时泄压和排尽积水。

（14）高压加热器水侧有注水阀，并在管系的最高点有放气阀，用于注水时排放管系内的空气。

（15）设备在制造过程中的残余应力不得危害设备的安全运行。

（16）制造厂提供管接头与加热器支座的定位尺寸与实物尺寸的误差不超过±3mm。

（17）为避免高温蒸汽对管板及筒壳的热冲击，过热蒸汽冷却段需用包壳板、套管和遮热板将该段密封。

（18）为防止传热管口被高温水冲蚀而损坏，在碳钢传热管的高压加热器需在管口处内壁衬厚度不小于0.3mm的不锈钢套管。

（19）加热器管子的壁厚按有关规定计算，不考虑腐蚀裕量。

（20）U形管的最小半径为1.5倍的管子外径，且圆度偏差不大于管子名义外径的10%。

（21）为防止U形管在冷弯过程中造成应力腐蚀裂纹，要求U形管制造厂对U形管进行热处理，以消除其应力。

（22）U形管进行100%无损检测。

（23）高压加热器设置正常和危急疏水口及相关附件。

（五）设备材质要求

（1）高压加热器的材料应符合标准中有关材料的要求。

（2）在高pH值工况下，避免使用对氨腐蚀敏感的合金。

（3）制造厂对包括高压加热器壳体与管束在内的设备，在制造、运输、现场保管期内所用的防腐保护系统予以说明。

（4）加热器所有接口、阀门的规格和材质与管道一致，如不一致，则制造厂提供过渡段或大小头。

第三节 低压加热器

一、概述

低压加热器是利用汽轮机抽汽加热凝结水，以提高进入除氧器的凝结水温度，从而提高机组的热效率。加热器位于凝结水泵或凝结水升压泵出口，凝结水压力相对于给水泵出口的给水压力低，通常称为低压加热器。

汽轮机回热抽汽级数由汽轮机制造厂根据工程具体情况进行热力优化计算确定，低压加热器级数应与汽轮机回热抽汽级数相匹配。大容量汽轮机普遍采用四级或五级低压抽汽回热系统，分别对应四级或五级低压加热器。

低压加热器一般采用单列配置，其换热部分通常由凝结段、疏水冷却段组成。

二、低压加热器的分类及特点

低压加热器常见分类及特点见表28-8。

目前300MW及以上机组的低压加热器通常采用卧式。某型号卧式低压加热器结构，见图28-5。

表28-8　　低压加热器常见分类及特点

分类	种类			优点	缺点
按布置形式	立式	顺置		结构简单，疏水容积较大，占地较小	传热管内积水无法排去，抽芯不方便
		倒置		结构简单，布置合理，占地小，维修方便	疏水容积较小，水位控制较困难
	卧式			结构简单，布置合理，维修方便，疏水容积大	占地大，水位控制要求高
按结构形式	密封形式	法兰螺栓密封	小开口	结构紧凑，体积小	用于高压时，密封效果较差
			大开口	检修空间大，制造方便	拆卸不方便，密封效果差
		压力自密封	小开口	结构紧凑，密封效果好，拆装方便	人员进出较不方便
			大开口	检修空间大，密封效果较好	体积大，成本高，仅适用于立式顺置
		膜板密封		密封效果好，结构简单	拆卸不方便
	传热管形式	螺旋管		省去了高压水室和管板，能够承受较大的温度变化率	体积大，热效率低，焊口易漏
		蛇形管			
		直管		结构简单，装配方便	需考虑传热管的自由膨胀
		U形管		结构紧凑，布置合理，传热管可以自由膨胀	管子管板焊口要求高，需严格控制温度变化率

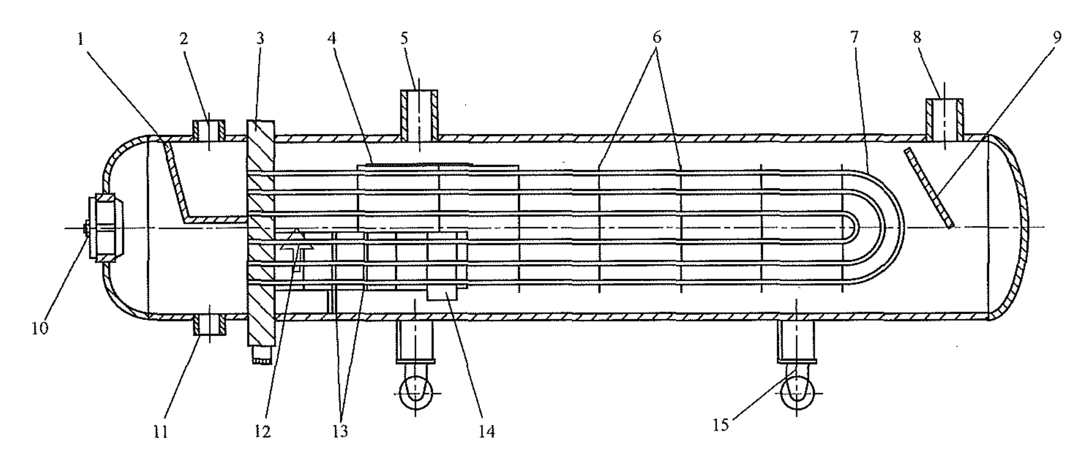


图 28-5 卧式低压加热器结构

1—水室分隔板；2—给水出口；3—管板；4—防冲板；5—蒸汽进口；6—隔板；7—U 形管；8—疏水进口；9—防冲板；10—压力密封人孔；11—给水进口；12—疏水出口；13—疏水冷却段隔板；14—疏水冷却段进口（吸入口）；15—支座

对于 300MW 以下机组，采用立式低压加热器的比较多。某型号立式低压加热器结构，见图 28-6。

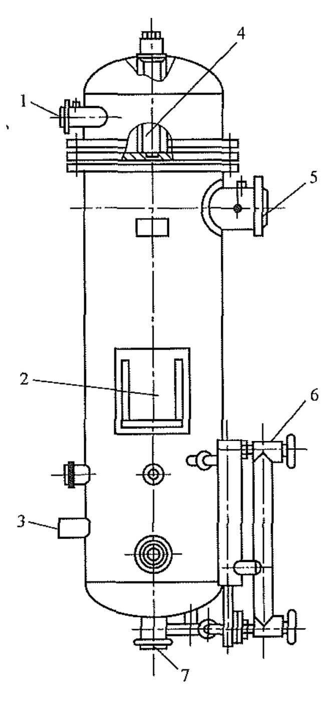


图 28-6 立式低压加热器结构

1—给水进水口；2—支座；3—上级疏水进口；4—水室隔板；5—蒸汽进口；6—液位计；7—疏水出口

三、低压加热器的结构

（1）凝结段。凝结段是利用蒸汽冷凝时的潜热加热给水的，一组隔板使蒸汽沿着加热器长度方向均匀地分布。进入该段的蒸汽在隔板的导向下，流向加热器的尾部。位于壳体两端的排气接管，可排除非凝结气体。非凝结气体的积聚会减少有效面积，降低传热效率并造成腐蚀。

（2）疏水冷却段。疏水冷却段是把离开凝结段的疏水的热量传给进入加热器的凝结水，而使疏水温度降至饱和温度以下。疏水冷却段为淹没式结构，是由钢板组成的焊接结构密封腔室，疏水冷却段的内部以定距管把若干块中间折流板定位，上级低压加热器的疏水由本级低压加热器尾部的疏水口进入本级疏水冷却段，经由中间折流板呈左、右蛇形流动，与进入本级的主凝结水进行热交换，由此提高了主凝结水进入凝结段的温度，降低了温度的疏水最后经疏水出口由壳体前端的下面流出本级低压加热器。由于设置了疏水冷却段，从而提高了机组的热效率，降低了机组的热耗。

卧式低压加热器一般设置疏水冷却段，立式低压加热器一般不设置疏水冷却段。

每台低压加热器均设置有连续抽气管路，将低压加热器壳侧中的不凝结气体连续抽出。

（3）水室组件。水室由圆柱形筒体、法兰和管板组成。管板钻有孔，以便插入 U 形管，水室组件还包括给水进口接管、出口接管、排气接管、安全阀、化学清洗接头和引导水流按规定流动的分隔板及带密封垫圈的人孔盖、人孔座或密封盖。

四、主要技术规范

（一）性能保证值

低压加热器制造厂需保证各低压加热器满足表 28-9 所列的性能数据，空白处由制造厂填写，同时各种工况给水温升要求达到对应热平衡图要求。

表 28-9 低压加热器性能保证数据

序号	项　目	第×号低压加热器
1	管侧压力降（MPa）	≤0.1
2	汽侧压力降（MPa）	≤0.035（每段压力降）
3	给水（上）端差（℃）	
4	疏水（下）端差（℃）	
5	设备使用寿命（年）	30
6	噪声［dB(A)］	距离设备外表面 1.0m 处，噪声小于 85

（二）技术要求

（1）低压加热器换热面积计算以 TMCR 工况为设计工况，留有 10%面积裕量，并应校核在 VWO 工况下，介质流速不超过 HEI 标准的规定值。

（2）加热器为全焊接型，能承受高真空、抽汽压力、连接管道的反作用力及热应力的变化。

（3）水侧设计流量能满足 110%负荷的凝结水量（以 VWO 工况的热平衡为基础），最大水侧流速应符合 HEI 标准。

（4）当邻近的加热器故障时，给水加热器能适应由此所增加的汽侧流量而持续运行。任一台低压加热器或一组低压加热器退出运行，将不影响机组发出铭牌功率。低压加热器制造厂提供任何需限制的运行条件。

（5）加热器管侧设置泄压阀，用于当加热器的进水阀与出水阀关闭且壳侧存有抽汽时，保护加热器不会因热膨胀而超压。

（6）加热器壳侧设置泄压阀，当管子破裂时能保护壳体的安全，其最小容量能通过 10%的凝结水流量或一根管子（两个管口）破裂所流出的水量，取两者中的较大值，并应符合 HEI 标准。

（7）加热器设计污垢系数按 HEI 标准执行。

（8）低压加热器制造厂应提供加热器的热力性能曲线、汽水侧端差、满负荷或部分负荷及前级加热器切除运行的实际流量、特性，以及水位整定的准确值。

（9）每台加热器壳内总压损不超过 35kPa，且不大于与相邻低压加热器压差的 30%，低压加热器制造厂根据汽轮机热平衡图保证在各运行工况下低压加热器疏水顺畅。

（10）加热器设有疏水冷却段。为控制疏水水位并保证在各种工况下疏水区的管子都浸在水中。该加热器有足够的贮水容积。

（11）加热器各自设置足够的放气和内部挡板，以便在加热器启动和连续运行期间排出不凝结气体，设置于凝汽器喉部的加热器应设置防闪蒸挡板。加热器启动和连续运行排气接口单独设置。放气能力按进入加热器蒸汽量的 0.5%考虑。

（12）管侧水速平均不大于 3m/s。疏水出口管内水速不大于 1.2m/s，当加热器中的疏水水位不受控制时，其疏水管内水速不大于 0.6m/s。

（13）加热器能适应机组变工况运行，对机组的突然事故具有一定的适应性。在超负荷或非正常工况下，加热器的运行没有异常噪声、振动和变形。

（14）低压加热器的设计能承受所有运行工况下可能出现的荷载最不利组合。具体设计中至少包括：①低压加热器内压力；②低压加热器外压力；③低压加热器壳体质量、附件质量、保温材料质量和管道质量；④低压加热器充水质量；⑤低压加热器安全阀开启时的反作用力和力矩；⑥低压加热器外部管道系统传给接管座的作用力和力矩；⑦低压加热器管侧、壳侧热胀力；⑧低压加热器地震荷载。

（15）设备的接口能承受管道传来的反作用力和力矩，并假定合成力和力矩同时作用。

（16）在不变更管束和其他主要部件的条件下，加热器与主机同寿命，安全运行 30 年。

（三）设计参数

（1）加热器管侧设计压力按凝结水泵出口关闭扬程对应的压力。加热器水压试验压力为 1.5 倍设计压力。

（2）管侧设计温度按壳侧设计压力的饱和蒸汽温度，如有蒸汽冷却段，则管侧的设计温度应考虑比对应壳侧设计压力的饱和蒸汽温度高 20℃。

（3）加热器壳侧设计压力按 VWO 工况汽轮机抽汽压力的 115%确定。加热器壳体还应按全真空进行设计。

（4）加热器壳侧的设计温度按 VWO 工况中汽轮机抽汽参数，等熵求取在设计压力下的相应温度，并按 HEI 标准加温度裕量。

（四）结构要求

（1）加热器设有凝结段和疏水冷却段，为控制疏水水位，加热器应有足够的贮水容积。低压加热器制造厂应保证在各种工况下疏水区的管子都浸在水中，并应有防止两相流对管子冲刷的措施。

（2）低压加热器壳体应设有现场切割线和对应的标示，便于现场切割筒体，检查内部设备。

（3）所有加热器的疏水、蒸汽进口设有保护管子的不锈钢缓冲挡板。

（4）加热器壳体应分别装设置两个启动和连续运行分开的独立向空排气接口，低压加热器制造厂提供排气管道阀门和节流孔板，连续排气量按进入加热器蒸汽量的 0.5%设计。所有低压加热器的启动和连续排气均单独接至凝汽器汽侧。

（5）加热器的管束采用满足水质要求的成品管。低压加热器制造厂应提供管子最小壁厚、允许负偏差、弯曲减薄量、腐蚀余量和直管取用壁厚；提供最小弯曲半径、最小弯曲半径内弧计算壁厚和取用壁厚。低压加热器制造厂应说明管束和管板的连接方式，保证该处不泄漏的措施和检验方法。

（6）当汽轮机跳闸时，为防止过多的闪蒸倒入汽轮机，设在凝汽器颈部的低压加热器，需有防闪蒸的措施。

（7）低压加热器的凝结水、加热蒸汽及疏水进、出口管均采用焊接连接方式。所有接管应伸出加热器表面至少 300mm。

（8）所有低压加热器应设置正常疏水口和紧急

疏水口。低压加热器制造厂应提供低压加热器的正常疏水和紧急疏水的流量及参数，并应配合买方进行疏水调节阀的选型。

（9）加热器上有供充氮保护的接口。

（10）低压加热器的汽侧和水侧均设置放水口，用于停运和检修时泄压和排尽积水，放水阀由低压加热器制造厂供货。水侧每个放水口应设有两道串联的放水阀。

（11）低压加热器水室最高点应有放气口，用于注水时排放管系内的空气，每个排空气口设有两道串联的排空气阀，该阀门由低压加热器制造厂供货。

（12）对于水平安装单独放置的低压加热器，靠水室处装设固定支撑，壳体支撑采用滚动支撑，以允许低压加热器筒体自由膨胀。

（13）低压加热器水室管板材料使用锻件，换热管与管板连接采用胀接形式。

（14）低压加热器制造厂提供低压加热器安装用地脚螺栓等附件。

（15）低压加热器制造厂应说明低压加热器能达到设计参数，允许堵管率不小于5%的情况下，允许堵掉管子的最多根数；低压加热器制造厂应提供买方进行加热器堵管的工艺。

（16）加热器上就地测量的水位和接口位置应能保证测量的准确性，正常水位和事故水位控制器及水位开关应分开。

（17）在加热器外壳和头部都装有拉环以便于外壳或管束的移出，如外壳为可移型的，则壳体配有钢滚筒支架和临时托架。

（18）低压加热器汽、水进出口如采用法兰形式，则配以成对的反法兰和所需的螺栓、垫片等附件。

（19）加热器设计和制造按照 GB 150《压力容器》、GB 151《热交换器》、TSG 21《固定式压力容器安全技术监察规程》、GB 10764《汽轮机低压给水加热器技术条件》的有关要求进行设计、制造。

第四节 除 氧 器

一、概述

1. 设备功能

为保证电厂运行的安全性、可靠性和经济性，必须除去锅炉给水中溶解的气体，其中危害最大的是氧气。给水中的氧会使设备及管道产生强烈的腐蚀作用，而所有不凝结气体在换热设备中都会使热阻增加、换热效果恶化。作为汽轮机回热系统中重要的设备之一，除氧器的主要功能在于从给水中除去溶解氧和其他不凝结气体，其方法是用蒸汽直接与给水混合，从而加热给水至除氧器运行压力所对应的饱和温度。

热力除氧的必要条件是：①必须把给水加热到除氧器压力对应的饱和温度；②必须及时排走水中分离逸出的气体。第一个条件不具备，气体不能全部从水中分离出来；第二个条件不具备，已分离的气体会重新回到水中。

2. 除氧器的分类

除氧器可以按照压力和结构两种方式进行分类。除氧器的分类及其优缺点，可见表28-10。

表 28-10 除氧器的分类及其优缺点

分类	种类	优点	缺点
按压力形式	真空式	系统简单，很少或不需要蒸汽	须维持真空，除氧效果差
	大气式	参数低，造价低，用于低参数电厂的一级除氧，或者在热网首站中补水除氧	除氧效果一般
	高压式	（1）给水参数高，当高压加热器故障时，进入锅炉的给水温度仍可维持较高值； （2）可以减少一级价格较贵的高压加热器； （3）有利于回收利用加热器疏水的工质和能量	造价较高，系统较复杂
按结构形式	淋水盘式	结构紧凑、体积小、制造方便	对进水温度和负荷要求较为苛刻，淋水盘小孔易被水垢和腐蚀物堵塞
	喷雾式	热负荷高、负荷适应性较好	表面张力大，不利于深度除氧
	喷嘴淋水盘式	兼具淋水盘式和喷雾式的优点，除氧效果稳定维持在1～2μg/L	

二、除氧器的结构

传统的除氧设备主要由除氧塔头、除氧水箱两大件及接管和外接件组成。除氧头由筒体、喷淋装置、雾化装置等组成，凝结水主要在除氧头内完成除氧。除氧水箱除过氧的给水汇集到除氧器下部水箱内，除氧水箱内装有再沸腾装置。

新型的内置式无头除氧设备取消了外置除氧塔，

把除氧塔和水箱合二为一。与有头除氧器相比，无头除氧器采用特殊喷嘴，无旋转设备，具有免维护、排气损失低、结构简单、质量轻等诸多优点。

除氧器结构的基本要求如下：

（1）给水除氧器应为混合式加热器。只有混合式加热器才能满足热除氧要求，将给水加热到饱和温度。

（2）除氧器应有极大的汽水接触面积，且汽、水力求逆向流动。为利于迅速传热、传质，需除氧的水应在除氧器内播散成细流或水雾状，以获得较大的汽、水接触面。汽水逆向流动能保持两者间有较大的温差，可较快地将水加热到工作压力下的饱和温度，同时，也因所有汽水接触点都有较大的不平衡压差而有利于传质。再者，逆向流动也有利于迅速排走离析的气体。

（3）结构设计应利于部分蒸汽及时、自动地将水中析出的气体携带出除氧器。

（4）应有强化深度除氧的措施。

（5）构件应耐腐蚀。

典型的有头除氧器结构如图 28-7 所示。

典型的无头除氧器结构如图 28-8 所示。

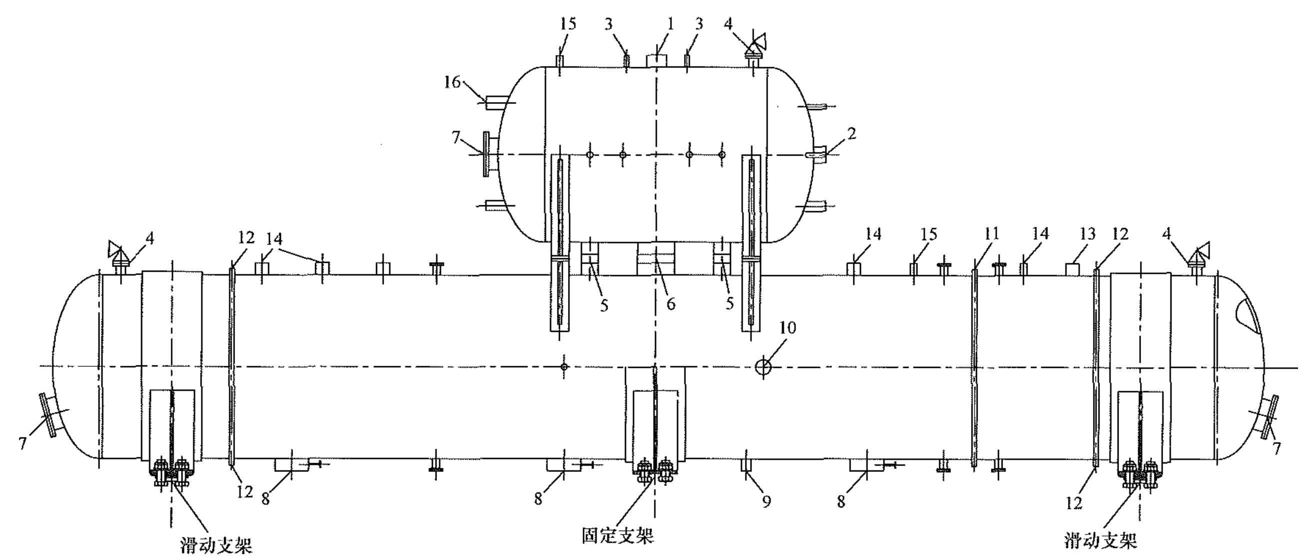


图 28-7　典型的有头除氧器结构图

1—进水口；2—主蒸汽入口；3—放气口；4—安全阀接口；5—平衡口；6—下降管；7—人孔；8—出水口；9—放水口；10—溢流口；11、12—液位计；13—再沸腾口；14—再循环口；15—备用口；16—上级加热器疏水

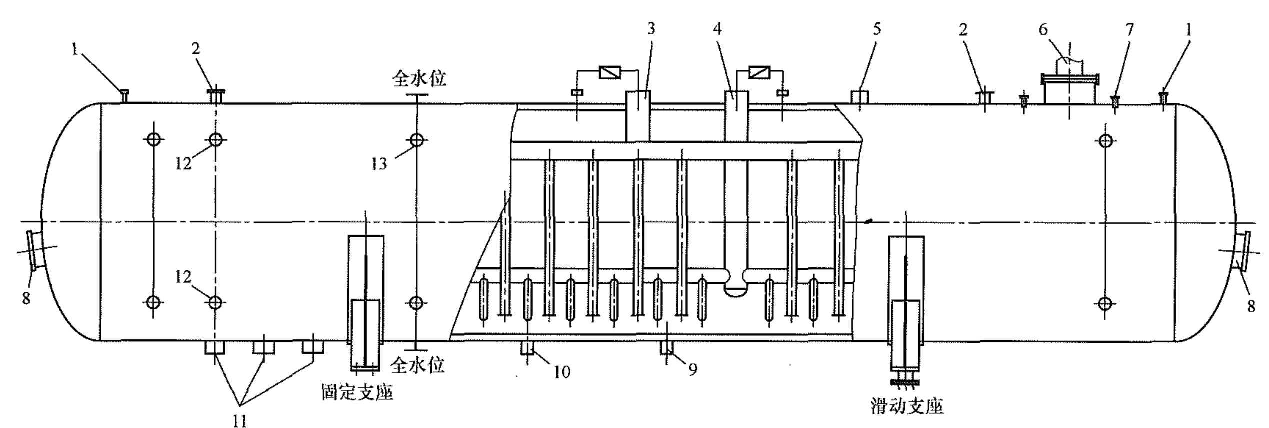


图 28-8　典型的无头除氧器结构图

1—冲氮放气口；2—安全阀接口；3—辅助蒸汽入口；4—主蒸汽入口；5—高压加热器疏水入口；6—进水口；7—排汽口；8—人孔；9—放水口；10—溢流口；11—出水口；12—平衡容器接口；13—液位计接口

三、主要技术规范

1. 性能保证值

除氧器制造厂提出对除氧器的性能保证，下面空白处由制造厂填写。

（1）除氧器出力在 10%～100%除氧器最大出力范围之间时，除氧器出口含氧量必须小于或等于 5μg/L。除氧器的正常出力为_____t/h，最大出力为_____t/h。

（2）设备使用寿命：30 年。

（3）噪声：距离开设备外表面 1.0m 处，噪声小于 85dB(A)。

2. 性能要求

由于除氧器型式的不同，机组容量及参数不同，设备的技术要求也应区别对待。以下列出了常规火力发电厂的内置卧式除氧器的性能要求：

（1）除氧器在正常运行工况下（定压-滑压），出力为 10%～100%除氧器最大出力范围之间时，除氧器出口含氧量必须小于或等于 5μg/L。

（2）当锅炉冷态启动且使用其他汽源的蒸汽时，除氧器应能在指定的压力、流量下运行，且给水温度应能满足锅炉启动的要求。

（3）当低压加热器停用或不能正常运行而除氧器的抽汽量增加以维持水温时，除氧器应能适应此时的给水温度和流量要求。

（4）200MW 以上机组除氧器水箱的贮水量应大于锅炉最大连续蒸发量（BMCR）时 3～5min 的给水消耗量。200MW 以下机组应大于锅炉最大连续蒸发量（BMCR）时 10min 的给水消耗量。对 130t/h 以上、410t/h 及以下锅炉宜为锅炉额定蒸发量(BRL)时 10～15min 的给水消耗量。对 130t/h 以下锅炉宜为锅炉额定蒸发量（BRL）时 20min 的给水消耗量。当机组具有快速切负荷功能时，给水箱的贮水量宜适当加大。

（5）除氧器的额定出力不小于锅炉 BMCR 工况（对应汽轮机 VWO 工况）蒸发量 105%时所需的给水量。当一台低压加热器停用时，除氧器的出力不应低于其 90%额定出力。

（6）除氧器以汽轮机最大连续功率（TMCR）工况为基准，在汽轮机阀门全开（VWO）工况时能安全可靠地运行。在负荷突变与汽轮机跳闸等所有负荷工况中，除氧器都能安全、平稳、可靠地运行，并无水击、过大的噪声、振动与变形等现象发生，在机组跳闸情况下，应预防蒸汽返流入汽轮机。

（7）除氧器的设计压力应保证除氧器运行安全，一般不应小于汽轮机在 VWO 工况下运行时回热抽汽压力（汽轮机口处）的 1.25 倍，同时需考虑真空状态下外压校核。

（8）除氧器水箱低压给水管道接口管径应能通过最大给水流量，管径大小应按汽轮机满负荷时的给水温度和允许的介质流速进行设计，最高流速小于 2m/s，为把除氧器水箱内的积水排尽，除氧器水箱底部应设有管径适当、数量足够的排水管。

（9）除氧器应设有用于高压加热器疏水的除氧闪蒸区。除氧器应设有一个汽水分离装置或区域，以保证稳定运行并达到应有的性能。

（10）除氧器及水箱应能承受所有运行工况下可能出现的各种荷载的最不利组合，应至少包括：

1）内部运行中出现的最高压力及其压力波动；

2）外部运行中出现的最高压力及其压力波动；

3）除氧器及水箱的壳体及附件质量、保温材料质量、检修平台扶梯质量和检修平台上的荷载；

4）满水质量；

5）安全阀反力及力矩；

6）外部管道系统传给接管座的作用力和力矩；

7）支座反力；

8）地震荷载。

（11）为防止任何汽源引起除氧器超压，应装设安全阀。安全阀宜采用全启式弹簧安全阀。

（12）除氧器应能安全运行 30 年。设备及其附件的使用寿命，必须考虑在设备使用期间经受各项环境条件的综合影响。

（13）除氧器必须有噪声处理装置，以便达到噪声控制设计目标。最大允许的噪声水平为：距离设备外表面 1.0m 处，噪声小于 85dB(A)。

（14）汽轮机跳闸，当除氧器压力降至 0.147MPa 时，辅助蒸汽调节阀自动开启，辅助蒸汽投入。

（15）除氧器的蒸汽接口，疏水接口均采用套管形式，以避免筒壁受高温应力影响。为了防止分层现象，如需要可在除氧器内装设水分布盘。除氧器水箱的出水管内应采取必要的措施，防止杂物进入给水出口接管内，除氧器出口应设置防旋涡装置。

（16）所有管嘴入口均应设有防冲刷的措施(如采用不锈钢冲击板等)。除氧器本体的设计能够防止在负荷波动时，压力突变引起内部构件的损坏。

（17）喷嘴采用不锈钢制成，并布置在能方便地从壳体内拿出的地方。除氧器内所有管道和零部件易受到浓缩气体腐蚀，均应由不锈钢做成。

（18）除氧器水箱的壳体与封头，其壁厚腐蚀裕量的最小值为 2.0mm。除氧器水箱的壳体厚度应不小于 30mm。除氧器筒体整体出厂。

（19）在启动与连续运行期间，为了把蒸汽死区的不凝结气体排走，应装有足够的排放口和内部折流板。制造厂应提供排放口出口后的母管，母管上应留有供启动排气和正常运行排气的接口，启动排气直接进入大气，制造厂对除氧器排放的不凝结气体在正常运行时是否可排入凝汽器，进行工质回收做出说明。制造厂提供排气阀及节流孔板（或减压阀）。如不凝结气体在正常运行时排入凝汽器，则排气阀及节流孔板选型时应考虑阀后为真空。制造厂应提供连续运行期间的排气量。

（20）设备设有排水接管和为了进入设备的铰接人孔门。设备排水管接口不得高于除氧器底部 50mm，人孔门应根据检修时拆卸运出壳体外的零件尺寸决定，但不应小于 DN500mm。

（21）在除氧器内装有辅助蒸汽鼓泡管，以便缩短

预暖时间。该管子采用不锈钢制作，并有防止水击和振动的措施。

（22）除氧器应设置气动溢流调节阀和紧急气动放水阀，以维持水箱中的水位。气动溢流调节阀泄漏等级应不小于 ANSI B16.104 中 V 级标准，紧急气动放水阀泄漏等级应不小于 ANSI B16.104 中Ⅵ级标准。

（23）除氧器的接口为焊接式，并在工厂加工好焊接坡口。法兰接口应符合有关标准。同时制造厂提供反法兰及连接附件（螺栓、弹簧垫片、止动垫和金属缠绕垫或石墨增强垫密封件）。

（24）除氧器内部应设有足够数量的加强圈，且加强圈的材料必须与筒体的材料相同。

（25）制造厂应提供除氧器的所有接口、底座的布置尺寸，这些尺寸的偏差不得超过 3mm。同时提供除氧器安装需要的所有零部件（包括地脚螺栓、底板等）。

（26）为便于保温，除氧器所有接口至少应伸出筒体表面 300mm。

（27）水质要求。对进入除氧器的凝结水水质的要求见表 28-11。

表 28-11　　凝结水水质

序号	指标名称	全挥发性（AVT）工况	加氧工况
1	总硬度	0μmol/L	0μmol/L
2	溶解氧	<30μg/L	30～300μg/L
3	铁	≤10μg/L	<5μg/L
4	铜	≤3μg/L	<3μg/L
5	二氧化硅	≤15μg/L	≤10μg/L
6	油	0mg/L	0mg/L
7	pH 值	8～9.5	8～9
8	氢电导率（25℃）	≤0.20μS/cm	≤0.15μS/cm
9	钠	≤5μg/L	≤3μg/L
10	氯离子	≤5μg/L	≤3μg/L

第五节　闭式循环冷却水热交换器

一、设备功能与工作原理

作为闭式循环冷却水系统中重要的设备之一，闭式循环冷却水热交换器（简称闭式水热交换器）的主要功能在于用温度较低的开式循环冷却水（通常为海水或河水等，也称一次冷却水）冷却在辅机设备中吸热后温度上升的闭式循环冷却水（除盐水）。闭式循环冷却水热交换器能满足从机组启动到最大出力时各种负荷下运行的冷却水要求，并留有一定裕量。

为防止水质较差的开式循环冷却水漏进水质较好的除盐水中，系统设计时通常会保持闭式循环冷却水（除盐水）侧运行水压高于开式循环冷却水（一次冷却水）侧运行水压。为检修方便，通常在热交换器的出、入口均有设置关断阀。

闭式循环冷却水热交换器的换热效率对闭式循环冷却水的出口温度造成直接影响，从而影响整个电厂的重要辅助设备（如汽轮机润滑油、给水泵轴承、送/引风机润滑油站的冷却器等辅机设备）的顺利运行。因此，闭式循环冷却水换热器设备的正确选择是电厂辅助冷却水系统中设备选型的一个重要环节。

闭式循环冷却水热交换器的传热方式主要是通过热传导来实现。物体或系统内的温度差，是热传导的必要条件。在电厂水水热交换器中，由于开式循环冷却水和闭式循环冷却水之间存在温差，因此传热也就产生。

二、主要形式

电厂中采用的闭式循环冷却水热交换器按传热面的形式，可分为管壳式、板式热交换器或两者结合形式的热交换器，如翅片式热交换器。目前，在电厂闭式循环冷却水系统中应用最为广泛的闭式循环冷却水热交换器主要有管壳式热交换器和板式热交换器两种形式。

（一）管壳式热交换器

根据 GB/T 151—2014《热交换器》：

（1）管程（侧）：介质流经换热管内的通道及其相贯通的部分。

（2）壳程（侧）：介质流经换热管外的通道及其相贯通的部分。

（3）管程数：介质沿换热管长度方向往、返的次数。

（4）壳程数：介质在壳程内沿换热管长度方向往、返的次数。

因此，在电厂闭式循环冷却水系统中，在闭式循环冷却水热交换器管内流动的开式循环冷却水为管程（侧）流体，而在管外流动的闭式循环冷却水为壳程（侧）流体。而对于管、壳程数来说：管壳式热交换器又分为单流程管式热交换器及双流程管式热交换器。单流程是指介质从管侧一端进，另一端出，流体走一条直线。双流程是指介质即从管侧同侧进、出，流体相当走了一个循环。例如，典型 U 形管就是一个双管程。

（二）板式热交换器

板式热交换器是由一组具有一定波纹形状的金属片叠装而成的一种新型高效热交换器。各种板片之间

形成薄矩形通道，通过板片进行热量交换。它具有换热效率高、热损失小、结构紧凑轻巧、占地面积小、安装清洗方便、应用广泛、使用寿命长等特点。在相同压力损失情况下，其传热系数比管壳式热交换器高，占地面积也比管壳式热交换器小，总体换热效率较高。

三、主要结构特点

（一）管壳式热交换器

管壳式热交换器一般由前水室、管束、筒体、后水室等组成。管束采用可抽式，它由前后管板、折流板（或折流杆）、拉杆、定距管、换热管组成。拉杆与管板、折流板通常采用丝扣连接，换热管与管板采用胀接加密封焊。

为提高管外流体的传热分系数，通常在壳体内安装若干挡板。挡板可提高壳程流体速度，迫使流体按规定的路程多次横向通过管束，从而增强流体湍流程度。在壳侧入口处的管束上设置防冲板，防止冷却水直接冲刷换热管。前、后水室端盖上设有检查孔或人孔，以便检查清理水室中的垃圾、泥沙，防止管子堵塞。此外，为了监视水水热交换器的运行情况，在闭式循环冷却水侧（除盐水侧）及开式循环冷却水侧（一次冷却水侧）进出口都设置温度和压力测点；同时还设有排气和放水接口等。

管壳式热交换器是由管束等组成，自身质量和体积都较大，在检修抽管时需留出与管束一样长的距离，因此，设备本身占地较多。管壳式热交换器的设计寿命一般为 30 年，大修周期为 5 年，当热交换器发生泄漏时，可以采用堵管的方法在短时间内恢复工作性能，管壳式热交换器允许有 5%的堵管裕量，管内的清洗可以根据需要，采用胶球清洗装置进行定期的机械清洗。如不采用胶球清洗装置，可在大修期中从人孔进入水室，用高压水枪进行冲洗。

常见的管壳式热交换器结构图如图 28-9 所示。

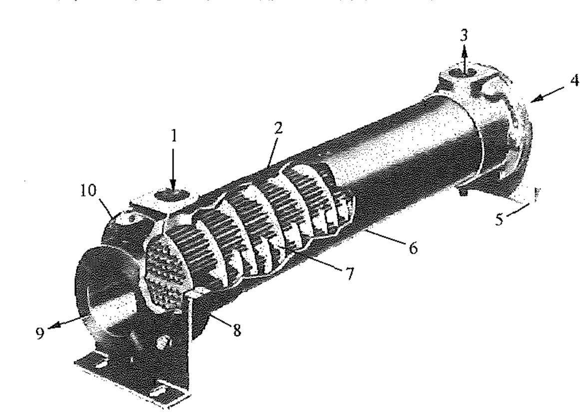


图 28-9 常见的管壳式热交换器结构图

1—闭式循环冷却水（二次冷却水）进；2—传热管；3—闭式循环冷却水（二次冷却水）出；4—开式循环冷却水（一次冷却水）进；5—支座；6—壳体；7—折流板；8—管板；9—开式循环冷却水（一次冷却水）出；10—管箱

（二）板式热交换器

闭式循环冷却水板式热交换器是由一组波纹金属板组成，上有四个角孔，供传热的两种液体通过。金属板片安装在一个侧面有固定板和活动压紧板的框架内，并用夹紧螺栓夹紧。金属板和活动压紧板悬挂在上导杆上，并由下导杆横梁定位，杆端则固定在支撑柱上。板片本身有其特性形状并装有固紧的垫片，将流体通道密封，且引导流体交替地流至各自的通道内，从而形成热交换。特定形状的波纹板不仅提高了湍流程度，并且形成许多支承点，用来承受介质间的压力差。流体的流量、物理性质、压力降和温差将会决定板片的数量和尺寸。

板式热交换器形式主要有框架式（可拆卸式）和钎焊式两大类。在闭式循环冷却水系统中，通常采用框架式（可拆卸式）的板式热交换器。

常见的板式热交换器结构如图 28-10 所示。

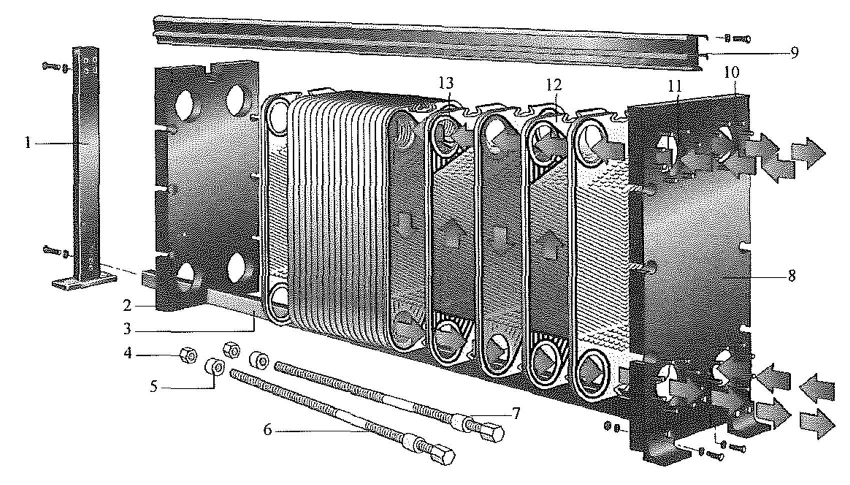


图 28-10 常见的板式热交换器结构图

1—支柱；2—后端板；3—下导杆；4—螺母；5—垫圈；6—螺栓；7—轴承盒；8—前端板；9—上导杆；10—螺栓；11—内衬；12—板片；13—垫片

1. 常用板片材质

板式热交换器最常用材料如下：

（1）不锈钢。

（2）钛。

（3）钛钯合金。

（4）耐热铬镍铁合金。

（5）哈氏合金。

（6）石墨板。

对于电厂闭式循环冷却水系统来说，板片材质通常在不锈钢板与钛板之间进行选取。

2. 常用密封垫材料

板式热交换器最常用的密封垫材料如下：

（1）丁腈橡胶（NBR）。

（2）氟橡胶（FPMorVITON）。

（3）三元乙丙胶（EPDM）。

（4）氯丁橡胶（NEOPRENE）。

（5）聚四氯乙烯（CSM）。

四、板式热交换器主要技术规范

（一）性能保证值

制造厂应提出板式热交换器的性能保证，下面空白处由制造厂填写。

（1）现场水压试验，应保证开式循环冷却水侧、闭式循环冷却水侧严密不漏。

（2）在设备性能保证期内，热交换器板片不发生泄漏。

（3）开式循环冷却水侧压降：≤______MPa。

（4）闭式循环冷却水侧压降：≤______MPa。

（5）端差［闭式循环冷却水（二次水）的出口温度与开式循环冷却水（一次水）的进口温度之差］：____℃。

（6）设备使用寿命：30年。

（7）噪声：距离开设备外表面1.0m处，噪声小于85dB(A)。

（二）技术要求

（1）闭式循环冷却水热交换器（简称热交换器）在不变更主要部件的条件下，热交换器应能安全运行30年，密封件保证寿命不小于5年。

（2）热交换器的设计应考虑水质变化对热交换器的影响，应有防堵和防漏的措施，板片材质对于工程水质可满足长期、安全运行的要求，采用不锈钢板（或钛板）。热交换器选择宽流道结构，板片间距不小于12mm，在污染系数为0.9的情况下，仍能保证闭式循环冷却水热交换器的换热性能，并留有至少20%的裕量。

（3）热交换器的构架应有足够的刚度和强度，有足够的空间进行拆装所有的换热板。热交换器应能承受所连接管道的反作用力和热应力的变化。所有外力荷载应考虑连续作用。

（4）制造厂在设备外形图中应注明接口及基础的定位尺寸，尺寸偏差不大于±3mm。制造厂应提供所有的地脚螺栓及组件。

（5）在热交换器组装完毕后应做压力试验。在压力试验过程中，应根据试验过程对热交换器进行检漏。

（6）热交换器应能适应变工况运行。在超负荷或非正常工况下，热交换器的运行应没有异常噪声、振动和变形。

（7）热交换器的设计应能承受所有运行工况下可能出现的荷载最不利组合。设计中应至少包括：①设备运行中出现的最高压力及其压力波动；②开式循环冷却水侧、闭式循环冷却水侧热胀力；③运行或试验情况下设备自重及水的质量、管道质量、附加荷载；④外部管道系统传给接管座的作用力和力矩；⑤支座反力；⑥地震力。

（8）热交换器应能允许在流量达到150%设计流量的条件下正常运行累计10%寿命期，且无过高的噪声、振动和变形。

（9）制造厂应提交热交换器接口所允许的力和力矩。

五、管壳式热交换器主要技术规范

（一）性能保证值

制造厂应提出管壳式热交换器的性能保证，下面空白处由制造厂填写。现场水压试验，应保证管侧、壳侧严密不漏。

（1）在设备性能保证期内，热交换器管束不发生泄漏。

（2）单台运行时管侧压降：≤_____MPa；两台运行时管侧压降：≤_____MPa。

（3）单台运行时壳侧压降：≤_____MPa；两台运行时壳侧压降：≤______MPa。

（4）单台运行时端差：_____℃；两台运行时端差：_____℃。

注：端差是指闭式循环冷却水的出口温度与开式循环冷却水的进口温度之差。

（5）设备使用寿命：30年。

（6）噪声：距离开设备外表面1.0m处，噪声小于85dB(A)。

（二）性能要求

（1）闭式循环冷却水热交换器应为卧式、表面式、管式全焊接型，在不更换管束和其他主要部件的条件下，热交换器应能安全运行30年。

（2）制造厂的设计应在堵管率为5%、管侧清洁系数为0.85的情况下，仍能保证闭式循环冷却水热交

换器的换热性能，并留有裕量。

（3）水水热交换器应能承受所连接管道的反作用力和热应力的变化。

（4）水水热交换器的管侧和壳侧设置安全阀。壳侧的安全阀容量，当管子破裂时能保护壳体的安全，热交换器壳侧泄压阀的最小容量为10%的管侧循环水流量或一根热交换器管子破裂流出的水量，两者取较大值。

（5）热交换器的管侧和壳侧设置足够的放气阀、放水阀和壳侧内部挡板，以便在热交换器启动和连续运行期间排出不凝结气体。管侧放水阀、放气阀、安全阀应为耐海水型。

（6）热交换器应能适应变工况运行。在超负荷或非正常工况下，热交换器的运行应没有异常噪声、振动和变形。

（7）热交换器的设计应能承受所有运行工况下可能出现的荷载最不利组合。设计中应至少包括：①设备运行中出现的最高压力及其压力波动；②管侧、壳侧热胀力；③运行或试验情况下设备自重及水的质量、管道质量、附加荷载；④安全阀开启时的反作用力和力矩；⑤外部管道系统传给接管座的作用力和力矩；⑥支座反力；⑦地震力。

（8）制造厂应提交热交换器接口所允许的力和力矩。

主要量的符号及其计量单位

量 的 名 称	符号	计量单位	量 的 名 称	符号	计量单位
长度，间距，距离	L	km，m，mm	热负荷	Q	MW
宽度	b	m，mm	功率	P	kW
管道当量长度	L_{eq}	km，m，mm	阻力、泵的扬程、压差	H	kPa，MPa
厚度	s	m，mm	转速	n	r/min
高度，深度	H，h	mm	摩擦系数	λ	
外径，内径，半径	D，d，R	m，mm	阻力系数	ξ	
水力半径	R_n	m	频率	f	
面积	A	mm^2，m^2	比热容	c	kJ/（kg·℃）
容积	V	m^3	质量	m	t
角度，夹角，倾角	α	（°）	力	F	N，kN
摄氏温度	t	℃	斜度，坡度	i	%
热力学温度	T	K	效率	η	%
流速	v，w	m/s	水的运动黏度	ν	m^2/s
密度	ρ	t/m^3，kg/m^3	压力	p	MPa，kPa，Pa
焓	h	t/h	时间，周期	t，T	h，min，s
流量	q	t/h，kg/min，m^3/min			

参 考 文 献

[1] 华东六省一市电机工程学会. 600MW 火力发电机组培训教材：汽轮机设备及系统 [M]. 北京：中国电力出版社，2000.

[2] 郑体宽. 热力发电厂 [M]. 2 版. 北京：中国电力出版社，2008.

[3] 孙明哲. 1000MW 二次再热超超临界汽轮机设计简述 [J]. 装备制造技术，2016 (7).

[4] 王亚军，朱佳琪，李林，等. 二次再热机组回热系统设计研究 [J]. 电力勘测设计，2016 (3): 16-23.

[5] 闫哲，张士明，顾勇. 超超临界二次再热百万机组高压加热器布置方案[J]. 华电技术，2016(5): 41-43.

[6] 胡念苏. 超超临界机组汽轮机设备及系统 [M]. 北京：化学工业出版社，2008.

[7] 叶勇健，林磊，朱佳琪. 超超临界二次再热燃煤发电机组设计与运行 [M]. 北京：中国电力出版社，2018.

[8] 叶涛，张燕平. 热力发电厂 [M]. 北京：中国电力出版社，2009.

[9] 康松. 汽轮机原理[M]. 北京：中国电力出版社，2000.

[10] 黄树红. 汽轮机原理 [M]. 北京：中国电力出版社，2008.

[11] 田丰. 汽轮机设备及系统 [M]. 北京：中国电力出版社，2011.

[12] 胡念苏. 汽轮机设备及系统 [M]. 北京：中国电力出版社，2010.

[13] 张汉英. 大型火电设备手册 [M]. 北京：中国电力出版社，2009.

[14] 焦树建. 燃气-蒸汽联合循环. 北京：机械工业出版社，2000.

[15] 清华大学热能工程系动力机械与工程研究所，深圳南山热电股份有限公司. 燃气轮机与燃气-蒸汽联合循环装置. 北京：中国电力出版社，2007.

[16] 靳智平. 电厂汽轮机原理及系统 [M]. 2 版. 北京：中国电力出版社，2006.

[17] 卓宁. 浅谈热力发电厂汽封系统设计 [J]. 红水河，2011，30 (3): 5-9.

[18] 李汪繁，谢诞梅，阚伟民. 发电机组顶轴油系统分析及改进 [J]. 热力发电，2011，40 (1): 84-86，92.

[19] 谢尉扬. 汽轮机顶轴油系统及相关问题研究 [J]. 汽轮机技术，2016，58 (3): 223-225.

[20] 杨灵，陈赤，何显富. 顶轴系统的设计 [J]. 东方设计评论，2003，17 (2): 104-105.

[21] 李世杰. 660MW 超超临界机组 1 号、2 号轴瓦异常情况分析及改进 [J]. 东方汽轮机，2011 (4): 67-72.

[22] 黄传安，程光俊，宁国泉，等. 660MW 超超临界汽轮机可倾瓦轴承损坏的分析及处理[J]. 华中电力，2011，24 (1): 58-61.

[23] 韩景复. 国产 1000MW 汽轮机低速碾瓦问题探讨 [J]. 广西电力，2010，33 (4): 58-59.

[24] 郑展友，李辉，傅滨. 300MW 汽轮机低速碾瓦的分析及处理[J]. 山西电力，2012，(4): 60-62.

[25] 伍宙敏. 滑动轴承顶轴油设计 [J]. 热力透平，2013，42 (2): 100-103.

[26] 何东辉，魏长宏，安凯. 汽轮发电机组顶轴油系统启动调试要点及常见问题处理[J]. 发电设备，2013，27 (6): 414-417.

[27] 王丽娟. 1000MW 汽轮发电机氢油水控制系统 [J]. 东方电机，2005 (4): 56-59.